

Оглавление

От редактора	6	Уменьшение числа звеньев	92
От издательства	7	Компактность конструкций	93
От автора	8	Влияние силовой схемы	95
1. Принципы конструирования	9	Многопоточные схемы	99
Задачи конструирования	9	Рациональный выбор параметров машин	100
Экономические основы конструирования машин	9	Уточнение расчетных напряжений	101
Полезная отдача	16	Местные напряжения	102
Долговечность	17	Влияние упругости системы	103
Эксплуатационная надежность	28	Влияние сопряженных деталей	106
Образование производных машин на базе унификации	33	Отклонение действующих сил от номинальных	106
Секционирование	33	Внутренние напряжения	107
Метод изменения линейных размеров	34	Экспериментальное определение напряжений	110
Метод базового агрегата	34	Расчетные режимы	116
Конвертирование	34	Способы упрочнения материалов	117
Компаундирование	34	Чугуны	120
Модифицирование	35	Сверхпрочные материалы	122
Агрегатирование	35	Легкие сплавы	128
Комплексная стандартизация	35	Неметаллические материалы	134
Унифицированные ряды	36	Удельные показатели прочности	139
Уменьшение номенклатуры объектов производства	38	4. Жесткость конструкций	143
Параметрические ряды	39	Критерии жесткости	143
Размерно-подобные ряды	40	Факторы, определяющие жесткость конструкций	145
Универсализация машин	41	Удельные показатели жесткости	147
Последовательное развитие машин	42	Конструктивные способы повышения жесткости	150
Ряды предпочтительных чисел	42	Замена изгиба растяжением-сжатием	151
Общие правила конструирования	45	Блокирование деформаций	154
2. Методика конструирования	48	Консольные и двухопорные системы	155
Конструктивная преемственность	48	Увеличение жесткости и прочности консольных конструкций	156
Изучение сферы применения машин	50	Рациональное расположение опор	160
Выбор конструкции	50	Рациональные сечения	161
Метод инверсии	54	Оребрение	163
Компонование	54	Жесткость машиностроительных конструкций	171
Конструктивный пример	60	Корпусные детали	171
3. Масса и металлоемкость конструкций	72	Плиты	181
Рациональные сечения	73	Тонкостенные конструкции	183
Прочность и жесткость профилей	73	5. Сопротивление усталости	192
Равнопрочность	77	Циклы напряжений	194
Облегчение деталей	80	Ограниченная долговечность	196
Листовые штампованные конструкции	86	Пределы выносливости	197
Экструзия	88	Обобщенные диаграммы усталости	198
Влияние вида нагружения	88		
Совершенство конструктивной схемы	92		

Кривые повреждаемости	199	Стыкование по скрепляющимся плоскостям	335
Циклическая прочность при сложных напряженных состояниях	200	Сменность изнашивающихся деталей	336
Влияние характера нагрузки на предел выносливости	201	Точность взаимного расположения деталей	337
Природа усталостного разрушения	201	Разгрузка точных механизмов	338
Концентрация напряжений	204	Сопряжение деталей из твердых и мягких материалов	340
Размерный фактор	212	Устранение местных ослаблений	342
Состояние поверхности	213	Составные конструкции	345
Прочие факторы	214	Буртики	348
Усталость при нестационарных режимах нагружения	214	Фаски и галтели	349
Предел выносливости деталей	219		
Повышение циклической прочности	219	11. Типовые конструктивные решения	354
Конструирование циклически нагруженных деталей	226	Крепление осей	354
6. Контактная прочность	240	Фиксаторы	362
Сферические соединения	243	Вращательно-осевые соединения	368
Цилиндрические соединения	246	Способы установки сфер	371
Материалы. Изготовление	249	Штоки	373
Правила конструирования	250	Бандажирование	375
Соединения, работающие под ударной нагрузкой	251		
7. Тепловые взаимодействия	254	12. Конструирование литых деталей	376
Тепловые напряжения	254	Толщина стенок и прочность отливок	377
Тепловые деформации	265	Фолловка	378
Самостоятельное центрирование	271	Устранение подрезок	378
8. Упрочнение конструкций	279	Разъем форм	381
Упругое упрочнение	279	Открытые отливки. Отливки, формуемые применением стержней	381
Пластическое упрочнение	280	Стержни	383
9. Шероховатость поверхностей	287	Установка стержней в форме	384
10. Конструирование узлов и деталей	296	Выход газов	384
Унификация конструктивных элементов	296	Ленточные стержни	384
Унификация деталей	297	Унификация стержней	385
Принцип агрегатности	298	Крепление стержней в форме	385
Устранение подгонки	300	Отверстия под знаки	387
Рациональность силовой схемы	302	Упрощение формы отливок	388
Компенсаторы	303	Расчленение отливок	389
Устранение и уменьшение изгиба	308	Формовочные уклоны	389
Устранение деформаций при затяжке	313	Усадка	391
Компактность конструкции	313	Внутренние напряжения	391
Принцип самоустанавливаемости	323	Одновременное затвердевание	393
Бомбишрование	328	Направленное затвердевание	393
Влияние упругости на распределение нагрузок	329	Принципы конструирования	394
Сопряжение по нескольким поверхностям	331	Сопряжение стенок	394
Затяжка по двум поверхностям	332	Устранение масснов	395
Осевая фиксация деталей	333	Уменьшение усадочных напряжений	396
Ведение деталей по направляющим	334	Предупреждение газовых раковин	397
Привалочные поверхности	335	Ранты	398
		Фланцы	399
		Отверстия	399
		Ребра	399
		Толщина стенок	402
		Литейные базы. Базы механической обработки	404
		Колесания размеров отливки и их влияние на конструкцию	404
		Нанесение размеров	408

13. Конструирование механически обрабатываемых деталей	410	Основные правила конструирования	469
Сокращение объема механической обработки	411	Пластмассовые зубчатые колеса	470
Перевод на ковку и штамповку	413	15. Уплотнение подвижных соединений	472
Составные конструкции	414	Контактные уплотнения	472
Устранение излишне точной обработки	416	Сальники	472
Обработка напроход	417	Гидропластовые уплотнения	474
Выход обрабатывающего инструмента	420	Манжетные уплотнения	475
Подход обрабатывающего инструмента	425	Армированные манжеты для валов	475
Разделение поверхностей, обрабатываемых с разной точностью	427	Уплотнение разрезными пружинными кольцами	479
Согласование формы деталей с условиями обработки	430	Уплотнение резиновыми кольцами	481
Отделение обрабатываемых поверхностей от черных	430	Бесконтактные уплотнения	482
Обработка с одного станова	432	Торцовые уплотнения	486
Совместная обработка в сборе	434	Комбинированные уплотнения	490
Перенос профильных элементов на охватываемые детали	435	Уплотнения с промежуточной камерой	491
Фрезерование по контуру	435	Лабиринтные уплотнения	492
Снятие фасок на фигурных поверхностях	436	Гидравлические центробежные уплотнения	495
Обработка углубленных поверхностей	437	Уплотнение возвратно-поступательно движущихся тел	496
Обработка бобышек в корпусах	437	Уплотнение штоков	496
Микрогеометрия торцовых поверхностей трения	438	Уплотнение поршней. Поршневые кольца	498
Устранение одностороннего давления на режущий инструмент	438	16. Уплотнение неподвижных соединений	508
Устранение деформаций под действием режущего инструмента	440	Листовые прокладки	508
Совместная обработка деталей различной твердости	441	Уплотнение жестких стыков	509
Безударная работа резца	442	Уплотнение фланцев	513
Обработка отверстий	442	Уплотнение резьбовых соединений	514
Сокращение номенклатуры обрабатывающего инструмента	444	Уплотнение некоторых жидкостных уплотнений цилиндр-скользящих поверхностей	519
Центровые отверстия	445	Уплотнение легкосъемных крышек	519
Измерительные базы	446	Резина как уплотняющий материал	520
Повышение производительности обработки	448	17. Сборка	522
Групповая обработка	450	Осевая и радиальная сборка	523
14. Детали из пластмасс	453	Независимая разборка	531
Общие сведения	453	Последовательность сборки	531
Способы изготовления деталей	456	Съемные устройства	533
Прессование	456	Демонтаж фланцев	534
Литье под давлением	457	Сборочные базы	535
Экструзия	457	Исключение возможности повреждения сборки	536
Формование стеклопластов	457	Подвод монтажного инструмента	539
Сварка пластмасс	458	Гакелажирование	541
Конструирование деталей	458	18. Удобство обслуживания	543
Требования технологичности к конструкции деталей	459	Облегчение сборки и разборки	543
Армирование деталей	465	Защита от повреждений	548
		Блокирующие устройства	549
		Внешний вид отделки машин	549
		Список литературы	552
		Послелметный указатель	554

П.И.Орлов

**ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Справочно-методическое пособие

В двух книгах

Книга 1

Издание третье, исправленное

Под редакцией канд. техн. наук П.Н.УЧАЕВА



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1988

ББК 34.42
О-66
УДК 621-01.001.2(031)

Орлов П. И.
О-66 Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1/Под ред. П. Н. Учаева.— Изд. 3-е, испр.— М.: Машиностроение, 1988.— 560 с.: ил.
ISBN 5-217-00222-0

В 1-й книге изложены общие принципы конструирования машин на основе унификации, нормализации, обеспечения резервов развития, повышения надежности. Особое внимание уделено рентабельности машин и влиянию их параметров на суммарный экономический эффект за период эксплуатации. Рассмотрены способы снижения металлоемкости, повышения прочности и жесткости конструкций. В третьем издании (2-е изд. 1977 г.) текст и иллюстрации исправлены. Для конструкторов-машинистов, будет полезна также студентам вузов.

О $\frac{2702000000-207}{(038)(01)-88}$ 207-88

ББК 34.42

ISBN 5-217-00222-0 (т.1)

ISBN 5-217-00221-2

© Издательство «Машиностроение», 1977
© Издательство «Машиностроение», 1988, с исправлениями

От редактора

После выхода в свет предыдущего издания настоящего справочно-методического пособия прошло десять лет. За это время в адрес издательства поступило много отзывов, свидетельствующих о заинтересованности специалистов в этом пособии. Оно стало настольной книгой как начинающих, так и опытных конструкторов. Вопросы, рассмотренные автором, остаются актуальными и в настоящее время, а их решения – оригинальными, особенно вопросы разработки конструкций машин с учетом свойств материалов, технологии изготовления, сборки, снижения металлоемкости и удобства эксплуатации. В целом пособие является энциклопедическим справочником, полезным для специалистов всех отраслей машиностроения.

Важное место в процессе разработки конструкций машин и механизмов занимают вопросы, связанные с обеспечением взаимозаменяемости их деталей и сборочных единиц. Нормы взаимозаменяемости типовых и ори-

гинальных деталей машин регламентированы новой международной системой допусков и посадок, единой для всех стран – членов СЭВ – ЕСДП СЭВ, внедрение которой отечественная промышленность начала в период с 1977 по 1980 гг. В настоящем издании пособия добавлено приложение, в котором указаны посадки по ЕСДП, заменяющие основные посадки ОСТ, а в текст и иллюстрации внесены соответствующие исправления.

Используемые в тексте основные физические величины, их наименование, обозначение и правила применения приведены в соответствии с нормами ГОСТ 8.417–81.

Для удобства пользования третье издание справочно-методического пособия представлено в двух книгах.

Издательство с благодарностью примет замечания и пожелания, которые следует направлять по адресу: 107076, Москва, Стромынский пер., 4, издательство «Машиностроение».

П. И. Орлов длительное время работал в конструкторских бюро и научно-исследовательских институтах авиационной промышленности. В 1930—1940 гг. им написано несколько книг, в том числе фундаментальный учебник «Авиационные двигатели. Конструкции и расчет на прочность», по которому учились несколько поколений авиационных инженеров.

В 1968 и 1972 гг. издательством «Машиностроение» выпущены 1-я и 2-я книги П. И. Орлова «Основы конструирования». Они получили высокую оценку советских конструкторов, стали их настольными справочно-методическими пособиями, переведены на польский, французский и испанский языки.

Настоящее издание справочно-методического пособия «Основы конструирования» подготовлено автором незадолго до смерти.

Издательство стремилось сохранить материал, представленный автором, за исключе-

нием отдельных разделов, переработанных в соответствии с действующими стандартами. Несколько разделов были даны автором в набросках, однако издательство нашло необходимым напечатать эти разделы, внося некоторые уточнения.

Большой практический опыт и наблюдательность П. И. Орлова позволили ему донести до читателя наиболее простые варианты решений сложных конструкторских задач. Книги П. И. Орлова доказывают, что достигнутый в настоящее время уровень техники оставляет много места для конструкторской интуиции, фантазии и творческих поисков.

Издательство выражает благодарность всем специалистам, оказавшим помощь при подготовке второго издания книг «Основы конструирования». Эти книги, несомненно, принесут большую пользу начинающим конструкторам, а также студентам машиностроительных вузов. Они должны понравиться и конструкторам-профессионалам, которые смогут оценить труд автора, сумевшего просто и лаконично написать о сложных вопросах конструирования.

¹ Из предисловия ко второму изданию книги «Основы конструирования». М.: Машиностроение, 1977.

Предлагаемая вниманию читателя книга является попыткой систематически изложить правила рационального конструирования.

При всей дифференцированности современного машиностроения задачи конструирования во многом одинаковы. Для конструкции любой машины важно уменьшение массы и металлоемкости, улучшение технологичности, увеличение надежности; различно для каждой из них только значение этих факторов. Это позволяет сформулировать принципы рационального конструирования как свод общих для машиностроения правил.

Основной замысел книги — научить конструктора активному конструированию. Активно конструировать — это значит:

не слепо копировать существующие образцы, а конструировать осмысленно, выбирая из всего арсенала конструктивных решений, разработанных современным машиностроением, наиболее целесообразные в данных условиях;

уметь сочетать различные решения и находить новые, улучшенные, т. е. конструировать с творческой инициативой, с изобретательским огоньком;

непрерывно улучшать показатели машин и направлять развитие данной отрасли машиностроения в сторону технического прогресса;

учитывать динамику развития промышленности и создавать живучие, гибкие, богатые резервами машины, способные удовлетворить возрастающие требования народного хозяйства и застрахованные на длительный срок от морального устаревания.

Особое внимание в книге уделено вопросам долговечности и надежности конструкций. Автор стремился всемерно подчеркнуть руководящую роль конструктора в решении этих вопросов.

При изложении материала автор придерживался принципа *qui vidit — bis legit* («кто видит, тот дважды читает»). Конструкторы в большинстве — люди зрительного мышления и зрительной памяти. Для них чертеж, даже простой эскиз, говорит гораздо больше, чем многие страницы объяснений.

Поэтому почти каждое положение, приводимое в тексте, сопровождается конструктивными примерами.

Большинство иллюстраций с целью увеличения доходчивости подобрано по принципу сопоставления неправильных и правильных, нецелесообразных и целесообразных конструкций.

Приводимые в иллюстрациях правильные решения не являются единственно возможными. Их следует рассматривать не как рецепты, пригодные на все случаи жизни, а как примеры. В конкретных условиях применения могут оказаться целесообразными и другие решения.

¹ Из предисловия к первому изданию книги «Основы конструирования». М.: Машиностроение, 1968.

1. ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

ЗАДАЧИ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Задача конструктора состоит в создании машин, полно отвечающих потребностям народного хозяйства, дающих наибольший экономический эффект и обладающих наиболее высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями.

Главными показателями являются: высокая производительность, экономичность, прочность, надежность, малые масса и металлоемкость, габариты, энергоемкость, объем и стоимость ремонтных работ, расходы на оплату труда операторов, высокий технический ресурс и степень автоматизации, простота и безопасность обслуживания, удобство управления, сборки и разборки.

В конструкции машин необходимо соблюдать требования технической эстетики. Машины должны иметь красивый внешний вид, изящную, строгую отделку.

Значимость каждого из перечисленных факторов зависит от функционального назначения машины:

в машинах-генераторах и преобразователях энергии на первом плане стоит величина КПД, определяющего совершенство преобразования затрачиваемой энергии в полезную;

в машинах-орудиях — производительность, четкость и безотказность действия, степень автоматизации;

в металлорежущих станках — производительность, точность обработки, диапазон выполняемых операций;

в приборостроении — чувствительность, точность, стабильность показаний;

в транспортной технике, особенно в авиационной и ракетной, — малая масса конструкции, высокий КПД двигателя, обуславливающий малую массу бортового запаса топлива.

Проектируя машину, конструктор должен добиваться всемерного увеличения ее рентабельности и повышения экономического эффекта за весь период работы. Экономический эффект зависит от обширного комплекса технологических, организационно-производственных и эксплуатационных факторов. В данной книге рассмотрены только те способы повышения экономичности, которые непосредственно связаны с конструированием и зависят от деятельности конструктора.

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

Экономический фактор играет первостепенную роль в конструировании. Частности конструкции не должны заслонять основной цели конструирования — увеличения экономического эффекта машин.

Многие конструкторы считают, что экономически конструировать — значит уменьшать стоимость изготовления, машины, избегать сложных и дорогих решений, применять наиболее дешевые материалы и наиболее простые способы обработки. Это только небольшая часть задачи. Главное значение имеет то, что экономический эффект определяется полезной отдачей машины и суммой эксплуатационных расходов за весь период работы машины. Стоимость машины является только одной, не всегда главной, а иногда и очень незначительной составляющей этой суммы.

Экономически направленное конструирование должно учитывать весь комплекс факторов, определяющих экономичность машины, и правильно оценивать относительное значение этих факторов. Это правило часто игнорируют. Стремясь к удешевлению продукции, конструктор нередко добивается экономии в одном направлении и не замечает других, гораздо более эффективных путей повышения экономичности. Более того, частная экономия, осуществляемая без учета совокупности всех факторов, нередко ведет к снижению суммарной экономичности машин.

Главными факторами, определяющими экономичность машины, являются полезная отдача машины, надежность, расходы на оплату труда операторов, потребление энергии и стоимость ремонтов.

Коэффициент использования машины представляет собой отношение времени фактической работы машины за определенный период к длительности этого периода.

Пусть H — период эксплуатации машины, h — фактическое время работы машины за этот период. Средний за период эксплуатации коэффициент использования

$$\eta_{\text{исп}} = \frac{h}{H}. \quad (1)$$

Если машина работает до полного истощения своего механического ресурса, то h представляет собой долговечность машины D (общую возможную ее наработку за период эксплуатации). Тогда

$$\eta_{\text{исп}} = \frac{D}{H}. \quad (2)$$

Величина $\eta_{\text{исп}}$ для машин, работающих по календарному режиму, зависит главным образом от: 1) числа рабочих смен и 2) холостого времени (простои из-за неисправностей машины, недогрузки из-за нарушений производственного ритма).

При работе в одну, две и три смены средние значения коэффициента использования соответственно $\eta_{\text{исп}} = 0,2; 0,4; 0,6$, при круглогодичной непрерывной работе $\eta_{\text{исп}} = 0,95 \div 1$. У машин периодического действия, например машины сезонного применения, коэффициент использования снижается до $0,05 - 0,10$.

Рентабельность машины q выражается отношением полезной отдачи машины O_T за определенный период к сумме расходов P за тот же период:

$$q = \frac{O_T}{P}. \quad (3)$$

Сумма расходов в общем случае складывается из стоимости: $Эн$ — расходуемой энергии, $Мт$ — материалов и заготовок, $Ин$ — инструмента, $Тр$ — оплаты труда операторов, $Об$ — технического обслуживания, $Рм$ — ремонта, $Нк$ — накладных цеховых и заводских расходов, $Ам$ — амортизационных расходов:

$$P = Эн + Мт + Ин + Тр + Об + Рм + Нк + Ам. \quad (4)$$

Величина q должна быть больше 1, иначе машина будет работать убыточно, и смысл ее существования утрачивается.

Экономический эффект. Годовой экономический эффект от работы машины (годовой доход)

$$Q = O_T - P = O_T \left(1 - \frac{P}{O_T}\right) = O_T \left(1 - \frac{1}{q}\right), \quad (5)$$

где O_T — годовая отдача, руб/год; P — сумма эксплуатационных расходов, руб/год.

Суммарный экономический эффект $\sum Q$ за весь период службы машины (общий доход) равен разности суммарной отдачи $\sum O_T$ и суммы расходов $\sum P$ за период службы (в рублях):

$$\sum Q = \sum O_T - \sum P$$

или согласно формуле (4)

$$\sum Q = \sum O_T - (\sum Эн + \sum Мт + \sum Ин + \sum Тр + \sum Об + \sum Нк + \sum Рм + \sum Ам). \quad (6)$$

Отдача машины и эксплуатационные расходы, за исключением $\sum Ам$ и $\sum Рм$, пропорциональны продолжительности фактической работы h за период эксплуатации. Амортизационные расходы за период эксплуатации равны стоимости C машины. Ремонтные расходы не находятся в прямой зависимости от h ; их размер и периодичность определяются условиями эксплуатации и надежностью машины.

Выделяя факторы $\sum Рм$ и $Ам = C$, получаем

$$\sum Q = h[O_T - (\sum Эн + \sum Мт + \sum Ин + \sum Тр + \sum Об + \sum Нк)] - \sum Рм - C. \quad (7)$$

Если машина работает до истощения механического ресурса ($h = D$), то

$$\sum Q = D[O_T - (\sum Эн + \sum Мт + \sum Ин + \sum Тр + \sum Об + \sum Нк)] - \sum Рм - C. \quad (8)$$

Повышение отдачи может выражаться или в увеличении числа единиц продукции, или в увеличении стоимости каждой единицы (повышение качества продукции, увеличение объема операции, выполняемых над заготовкой). В первом случае расход материалов и инструмента пропорционален отдаче: $Мт + Ин = a O_T$, где a — доля стоимости материала и инструмента в стоимости продукции, колеблющаяся в зависимости от профиля продукции в пределах $0,1 - 0,5$.

В таком случае уравнение (8) приобретает следующий вид:

$$\sum Q = D[O_T(1 - a) - (\sum Эн + \sum Тр + \sum Об + \sum Нк)] - \sum Рм - C. \quad (9)$$

Накладные расходы принято выражать в долях трудовых затрат: $Нк = b Тр$, где b — фактор пропорциональности, колеблющийся в зависимости от типа и организационной структуры производства в пределах $0,5 - 3,0$.

Введем эту зависимость в уравнение (9) и получим

$$\sum Q = D[O_T(1 - a) + \sum Эн + (1 + b) \sum Тр + \sum Об] - \sum Рм - C. \quad (10)$$

Срок окупаемости $H_{ок}$ определяется как период службы, при котором суммарный эконо-

мический эффект равен стоимости машины, т. е.

$$C = H_{ок} \eta_{исп} (От - P) - Ам, \quad (11)$$

где P — годовые эксплуатационные расходы,

$$P = Эн + Мт + Ин + Тр + Об + Нк.$$

Затраты на ремонт, как правило, весьма малые в первые годы эксплуатации и ими пренебрегают.

Расход на амортизацию за срок окупаемости

$$Ам = \frac{C H_{ок}}{H} = \frac{C H_{ок} \eta_{исп}}{D}, \quad (12)$$

где H — период службы машины, см. формулу (2).

После подстановки значения $Ам$ в уравнение (11) получаем

$$H_{ок} = \frac{C}{\eta_{исп} \left(От - P - \frac{C}{D} \right)}. \quad (13)$$

Пример. Пусть $C = 2000$ р.; $D = 5$ лет; $\eta_{исп} = 0,4$ (работа в две смены); $От = 15000$; $Эн = 500$; $Мт + Ин = 4000$; $Тр + Об = 3000$; $Нк = 3000$ р./год. Сумма расходов

$$P = 500 + 4000 + 3000 + 3000 = 10500 \text{ р./год.}$$

Согласно формуле (13) срок окупаемости

$$H_{ок} = \frac{2000}{0,4(15000 - 10500 - 400)} = 1,2 \text{ года.}$$

При работе в одну смену $\eta_{исп} = 0,2$ и $H_{ок} = 2,4$ года.

Коэффициент эксплуатационных расходов. Назовем коэффициентом эксплуатационных расходов k отношение суммы расходов за весь период работы машины к ее стоимости:

$$k = \frac{\sum P}{C} = \frac{D(Эн + Мт + Ин + Тр + Об + Нк) + \sum Pм + C}{C}. \quad (14)$$

Тогда уравнение (8) можно представить в следующем виде:

$$\sum Q = D От - k C. \quad (15)$$

Коэффициент стоимости машины (процентное отношение стоимости машины к сумме расходов)

$$c = \frac{C}{\sum P} 100\% = \frac{1}{k} 100\%. \quad (16)$$

Как видно из формулы (14), коэффициент эксплуатационных расходов возрастает с увеличением долговечности и при больших значе-

ниях D может достигать 50–100. Соответственно снижается доля стоимости машины в общей сумме расходов.

Структурный анализ. Пользуясь формулой (8), определим зависимость экономического эффекта от долговечности, отдачи и эксплуатационных расходов.

Пример. Возьмем металлорежущий станок стоимостью $C = 2000$ р., с отдачей $От = 20000$ р./год. Мощность приводного электродвигателя 10 кВт. Станок работает в две смены с коэффициентом загрузки 0,85.

При пятидневной рабочей неделе число рабочих дней в году $5 \cdot 52 = 260$, а за вычетом праздничных дней (в среднем 5 дней в году) — 255. Головое число рабочих часов станка $255 \cdot 16 \cdot 0,85 = 3480$.

При общем числе часов в году $365 \cdot 24 = 8760$ коэффициент использования станка

$$\eta_{исп} = \frac{3480}{8760} = 0,4.$$

Так как станок работает до исчерпания механического ресурса, то из формулы (2) получаем период службы $H = \frac{\eta_{исп}}{D} = 2,5$ лет.

Допустим, что станок работает в среднем на 0,7 номинальной мощности. При стоимости 1 кВт/ч 2,5 к. годовой расход на электроэнергию $Эн = 3480 \cdot 10 \cdot 0,7 \cdot 0,025 = 600$ р./год.

Пусть головая заработная плата оператора 1600 р., тогда при двухсменной работе затраты на оплату труда $Тр = 3200$ р./год.

Расходы на обслуживание станка включим в оплату труда оператора. Накладные расходы примем равными 100% $Тр$. Доля материала и инструмента в стоимости продукции $a = 0,25$, т. е. $Мт + Ин = 0,25 От = 5000$ р./год.

Примем, что расход на ремонт за весь период эксплуатации равен стоимости станка ($\sum Pм = C$).

Согласно формуле (9) суммарный экономический эффект за период эксплуатации

$$\begin{aligned} \sum Q &= D [От(1 - a) - (Эн + Тр + Нк)] - \sum Pм - C = \\ &= D [20000 \cdot 0,75 - (600 + 3200 + 3200)] - \\ &\quad - 2000 - 2000 = 8000D - 4000. \quad (17) \end{aligned}$$

С учетом формулы (17) построен график (рис. 1), показывающий влияние D , $От$, $Эн$, $Тр$ и C на экономический эффект при изменении долговечности от 1 до 10 лет ($H = 2,5 \div 25$ лет). За единицу принят экономический эффект $\sum Q_0$ при $D = 1$ год.

С увеличением долговечности от 1 года до 10 лет относительный экономический эффект $\sum Q / \sum Q_0$ (кривая 1) повышается в 19 раз. Кривая аппроксимируется формулой $\sum Q / \sum Q_0 = 1,9D$, т. е. экономический эффект возрастает примерно вдвое быстрее, чем долговечность.

Средняя за период службы рентабельность, равная согласно формулам (3) и (4)

$$q = \frac{\sum От}{\sum P} = \frac{D От}{D(Эн + Мт + Ин + Тр + Нк) + 2C} =$$

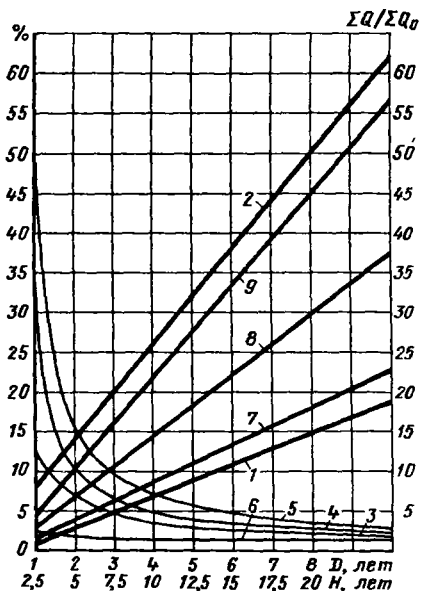


Рис. 1. Влияние долговечности, отдачи и эксплуатационных расходов на экономический эффект

$$= \frac{20000D}{D(600 + 5000 + 3200 + 3200) + 4000} = \frac{20}{12 + 4/D}$$

возрастает от исходного значения $q = 1,25$ при $D = 1$ год до $q = 1,6$ при $D = 10$ лет.

Коэффициент эксплуатационных расходов (кривая 2)

$$k = \frac{DP + 2C}{C} = \frac{D \cdot 12000 + 4000}{2000} = 6D + 2$$

возрастает от исходного значения $k = 8$ при $D = 1$ год до $k = 62$ при $D = 10$ лет.

Соответственно снижается отношение стоимости машины к сумме эксплуатационных расходов (кривая 3) с 12,5% при $D = 1$ год до 1,6% при $D = 10$ лет.

Стоимость машины ощутимо влияет на экономический эффект только при малой долговечности. Так, уменьшение стоимости станка в 1,5 раза (кривая 4) увеличивает экономический эффект на 34% при $D = 1$ год и на 2% при $D = 10$ лет. Увеличение стоимости станка в 1,5 раза (кривая 5) снижает экономический эффект при $D = 1$ год на 50%, а при $D = 10$ лет только на 2,5%.

Следовательно, повышение стоимости машины, направленное на увеличение ее долговечности, вполне целесообразно, так как выигрыш от увеличения долговечности намного превосходит снижение экономического эффекта из-за удорожания машины. Например, увеличение исходной долговечности в 5 раз (с 2 до 10 лет), сопровождаемое повышением стоимости машины даже вдвое,

увеличивает, согласно формуле (17), экономический эффект в 9 раз.

Снижение энергопотребления (увеличение КПД станка) в рассматриваемом случае влияет крайне незначительно. Повышение КПД даже на 20% (кривая 6) увеличивает экономический эффект при $D = 1$ год только на 2,5%, а при $D = 10$ лет — на 1,3%.

Снижение расходов на труд (частичная автоматизация, допускающая применение менее квалифицированного труда) в реальных пределах на 30% (кривая 7) увеличивает экономический эффект по сравнению с исходным (кривая 1) в 1,35 раза при $D = 1$ год и в 1,2 раза при $D = 10$ лет.

Наиболее эффективно увеличение отдачи (повышение производительности обработки, применение специализированной оснастки, обработка по настроенным операциям и др.). Так, увеличение отдачи в 1,5 раза (кривая 8) повышает экономический эффект по сравнению с исходным в среднем в 2 раза, а увеличение отдачи вдвое (кривая 9) — в 3 раза.

Приведенный расчет является схематичным. Помимо оговоренных выше упрощающих предположений, в нем не учтена динамика изменения эксплуатационных факторов, например, вероятного снижения стоимости энергии и материалов с течением времени, уменьшения производительности станка по мере износа. Тем не менее он дает отчетливое представление о влиянии эксплуатационных расходов на экономический эффект для машин-орудий. В других категориях машин и при другой структуре эксплуатационных расходов влияние различных факторов на экономический эффект может быть иным.

Существует обширная категория машин (неавтоматизированные металлорежущие станки, автомобили, дорожные, строительные, сельскохозяйственные и тому подобные машины), которые не могут функционировать без постоянно прикрепленного оператора. Здесь расходы на труд относительно велики и не поддаются существенному сокращению. Соответственно невелико значение стоимости машины в сумме эксплуатационных расходов, как это показано в предыдущем примере.

У машин, которые длительное время могут функционировать без участия оператора (электродвигатели, электрогенераторы, насосы, компрессоры и т. п.), расходы на труд состоят только из стоимости периодического ухода и наблюдения за их работой.

В некоторых отраслях промышленности, использующих высокомеханизированное оборудование с большим числом однотипных единиц (текстильная промышленность), значительного сокращения расходов на труд можно

достичь переходом на многостаночное обслуживание.

К машинам, у которых расходы на труд минимальны, относятся полуавтоматы и автоматы. В этой категории машин относительная роль стоимости машины выше.

У тепловых машин фактор энергопотребления отодвигает на задний план стоимость машины, а иногда и расходы на труд. Есть машины, у которых расход энергии незначителен вследствие высокого КПД (электрогенераторы, редукторы и т. п.). Если к тому же невелик и расход на оплату труда, то стоимость машины приобретает доминирующее значение.

Стоимость машины при прочих равных условиях в решающей степени зависит от серийности выпуска. При массовом выпуске стоимость машины невелика и ее роль в эксплуатационных расходах гораздо меньше, чем у машин мелкосерийного или тем более единичного выпуска.

Следует отметить, что наряду с уменьшением индивидуальной стоимости машин существует более эффективный способ снижения стоимости машиностроительной продукции в целом — сокращение номенклатуры объектов производства путем выбора рационального типажа машин и удовлетворения потребностей народного хозяйства наименьшим числом их типоразмеров.

У машин некоторых классов большее значение имеют расходы на амортизацию, обслуживание и ремонт производственных зданий и сооружений. Эти расходы могут во много раз превышать расходы, связанные с эксплуатацией машин.

Экономический расчет, подобный приведенному выше, позволяет в каждом отдельном случае определить структуру эксплуатационных расходов, их относительную роль и установить основы рационального с экономической точки зрения проектирования машины.

Как общее правило, экономический эффект в наибольшей степени зависит от полезной отдачи и долговечности машины. Эти факторы должны стоять в центре внимания при конструировании машин. Столь же большое значение имеет надежность, определяющая объем и стоимость ремонтов, производимых за время эксплуатации машин. В предыдущем примере роль стоимости ремонта несколько затусшевана тем, что в расчете принята умеренная стоимость ремонта, равная за весь период эксплуатации стоимости машины. Иначе говоря, стоимость ремонта принята такой, какой она должна быть при правильной конструкции машины и рациональной эксплуатации.

На практике расходы на ремонт могут пре-

вышать в некоторых случаях стоимость машины в несколько раз. Иногда расходы на ремонт поглощают большую часть доходов, приносимых машиной, что делает эксплуатацию машины нерентабельной.

В настоящее время назрела задача перехода на безремонтную эксплуатацию; под этим понимают: устранение капитальных ремонтов; устранение восстановительного ремонта и замена его комплектационным ремонтом, осуществляемым сменой износившихся деталей, узлов и агрегатов; устранение вынужденных ремонтов, вызванных поломкой и износом деталей, систематическим проведением плано-предупредительных ремонтов.

Перевод на безремонтную эксплуатацию является комплексной задачей. Предпосылками решения этой задачи являются:

увеличение срока службы изнашивающихся деталей;

построение машины по агрегатному принципу, допускающему независимую смену изнашивающихся пар деталей и узлов;

создание изнашивающихся фиксирующих поверхностей, служащих базой при установке сменных деталей.

Конструктивным мероприятиям должны сопутствовать организационно-технические, главным из которых является централизованное изготовление запасных деталей и узлов¹.

Из сказанного выше отнюдь не следует, что конструктор может ослабить внимание к задаче уменьшения стоимости машины. Как было показано, роль фактора стоимости зависит от категории машины и может быть значительным у машин с малыми энергопотреблением и расходами на труд, а также у машин с относительно небольшим сроком службы. Необходимо только правильно оценивать значение этого фактора среди других факторов повышения экономичности и уметь поступиться им в случае, когда уменьшение стоимости вступает в противоречие с требованиями увеличения полезной отдачи, долговечности и надежности.

Решение всех перечисленных выше задач следует положить в основу деятельности конструктора, который должен, во-первых, задавать тон в политике машиностроения, во-вторых, создавать конструкции, обеспечивающие увеличение экономической эффективности машины, сокращение эксплуатационных расходов и уменьшение стоимости машиностроительной продукции в целом.

Влияние долговечности на численность машинного парка. Повышение долговечности является эффективным и экономичным спо-

¹ Здесь и далее имеются в виду сборочные единицы по ГОСТ 2.101—68.

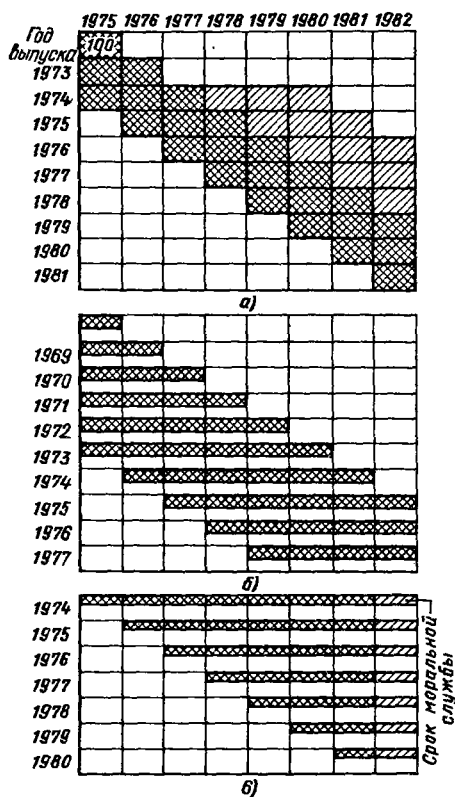


Рис. 2. Эксплуатационные диаграммы машины при

$$\eta_{\text{исп}}: \\ a - 1; \quad б - 0,5; \quad в - 0,3$$

собом увеличения численности машин, находящихся одновременно в эксплуатации (текущей численности машинного парка). Число машин, действующих в каждое данное время, пропорционально произведению их долговечности D на выпуск n единиц/год за предшествующее время.

Разберем случай, когда годовой выпуск постоянен и равен 100. Пусть долговечность выпускаемых машин 3 года; машины работают непрерывно, т. е. срок их службы равен долговечности.

На диаграмме (рис. 2, а) представлена картина использования машин по годам. Численность годового выпуска изображена черными прямоугольниками. Сумма прямоугольников по горизонтали показывает продолжительность пребывания машин в эксплуатации, равную в рассмотренном случае 3 годам; сумма прямоугольников по вертикали — число групп машин разных годов выпуска, находящихся одновременно в эксплуатации. При постоянстве годового выпуска и долговечности оно

для любого года численно равно долговечности ($n = 3$).

Следовательно, общая численность действующего машинного парка в каждом году $N = Dn = 3 \cdot 100 = 300$. Предположим теперь, что начиная с 1974 г. завод-изготовитель увеличивает долговечность машин вдвое (заштрихованные прямоугольники). Продолжительность пребывания машин в эксплуатации, выражаемая суммой черных и заштрихованных прямоугольников по горизонтальным графам диаграммы, становится равной $D' = 6$ лет. Численность машинного парка, начиная с 1978 г., возрастает и в 1980 г. стабилизируется, оставаясь все последующие годы постоянной и равной 600 машинам, т. е. произведению новой долговечности на размер годового выпуска: $N' = D'n$.

Таким образом, при том же размере годового выпуска машин с увеличением долговечности вдвое во столько же возрастает численность машинного парка, а следовательно, объем годовой (и суммарной за весь период службы машин) промышленной продукции.

Разберем случай, когда машины используются в течение неполного рабочего времени, т. е. когда период службы машины удлиняется по сравнению с заложенным в нее ресурсом долговечности (рис. 2, б).

Если по-прежнему принять $D = 3$ и $\eta = 0,5$, то согласно формуле (2) $H = 3/0,5 = 6$ лет.

Сокращение степени использования машин равносильно уменьшению числа одновременно действующих машин. В нашем случае ($\eta_{\text{исп}} = 0,5$) это сокращение выражается на диаграмме уменьшением вдвое высоты черных прямоугольников. Число одновременно работающих в течение года машин одного года выпуска становится равным 50.

Количество групп машин различного года выпуска, находящихся одновременно в эксплуатации, равно сумме прямоугольников по вертикальным графам диаграммы. При исходных допущениях ($n = \text{const}$; $H = \text{const}$) оно для любого года численно равно периоду службы ($H = 6$).

Общая численность N годового парка равна произведению срока службы на фактическую численность одновременно работающих машин каждой группы ($n_{\text{факт}} = n_{\text{исп}}$), т. е. $N = n_{\text{исп}} H$. Так как $H = D/\eta_{\text{исп}}$, то $N = Dn$. В рассматриваемом случае $N = 3 \cdot 100 = 300$.

Этот вывод легко проверить простым суммированием численности машин по вертикальным графам диаграммы ($N = 50H = 50 \cdot 6 = 300$).

Таким образом, численность действующего годового парка машин не зависит от коэффициента использования и

срока службы и определяется только долговечностью машин и размером их годового выпуска.

Этот вывод, разумеется, справедлив при условии, если общий период службы машины находится в пределах технической (моральной) долговечности. Если же продолжительность пребывания машины в эксплуатации лимитирована техническим устареванием¹, то картина резко изменяется: машина не успевает отработать заложенный в ней ресурс и ее приходится снимать с производства досрочно, теряя при этом продукцию, которую она могла бы выдать при полном использовании ее долговечности.

Покажем это на примере (рис. 2, в). Пусть долговечность машин равна 6 годам. Предположим, что вследствие малого коэффициента сменности, вынужденных простоев и т. п. машины используются в каждый данный момент на 30%. При периоде службы, соответствующем полному использованию долговечности, т. е. при $H = 6/0,3 = 20$ лет, машина, как очевидно из предыдущего, отдаст продукцию, равную 6·От (От — годовая продукция). При ежегодном выпуске $n = 100$ суммарная отдача машин одного года выпуска составит 600·От, а за 10 лет (1974—1983 гг.) — 6000·От.

Допустим, что лимит технической долговечности равен 10 годам. Это значит, что в 1984 г., через 10 лет после начала выпуска, машины подлежат снятию с эксплуатации. До этого времени машины выпуска 1975 г. успевают отдать только 50% потенциального объема своей продукции (0,5·600 От = 300·От), выпуска 1976 г. — 45%, выпуска 1977 г. — 40% и т. д. Суммарная продукция машин всех выпусков (1974—1983 гг.) составит 1650·От, т. е. $\frac{1650}{6000} \cdot 100\% = 27,5\%$ продукции, которую они могли

бы отдать при полной отработке ресурса. Таким образом, лимит, налагаемый технической долговечностью, резко сокращает суммарную отдачу машин. В рассматриваемом случае выпуск машин, обреченных в близком будущем на техническое устаревание, приведет к огромным потерям.

Рассмотренные случаи относятся к числу простейших. При ежегодном изменении объема выпуска и долговечности картина усложняется. Однако общая закономерность остается в силе: повышение долговечности (в пределах срока технической долговечности) всегда сопровождается увеличением в последующие годы фактической численности машинного парка, пропорциональным размеру годового выпуска и величине долговечности.

Влияние долговечности на объем продукции. Суммарный объем продукции, отдаваемый машиной за весь срок ее службы H , в денежном выражении равен произведению годовой

отдачи От на фактическую продолжительность ее работы:

$$\sum S = \text{От} H \eta_{\text{исп}}. \quad (18)$$

В предположении, что машина обрабатывает технический ресурс ($H \eta_{\text{исп}} = D$),

$$\sum S = \text{От} D. \quad (19)$$

Годовой объем продукции группы действующих машин равен произведению годовой отдачи каждой машины на коэффициент использования $\eta_{\text{исп}}$ и число N одновременно находящихся в эксплуатации машин:

$$\sum S_{\text{год}} = \text{От} \eta_{\text{исп}} N. \quad (20)$$

Число действующих в каждый данный промежуток времени машин

$$N = nH, \quad (21)$$

где n — численность годового выпуска машин.

С учетом формул (18)—(21)

$$\sum S_{\text{год}} = \text{От} n H \eta_{\text{исп}} = \text{От} n D. \quad (22)$$

Следовательно, суммарный объем продукции, отдаваемый машиной за срок ее службы (19), и годовой объем продукции группы одновременно действующих машин (22) пропорциональны произведению годовой отдачи на долговечность машины.

Увеличение долговечности, например, в 2 раза вызывает увеличение объема годовой продукции вдвое. При одновременном увеличении в 2 раза отдачи объем продукции возрастает в 4 раза. Если объем годовой продукции задан, то повышение долговечности и отдачи позволяют сократить пропорционально произведению nH годовой выпуск машин с существенным выигрышем в суммарной стоимости выпуска машин и оплаты труда при общем повышении экономического эффекта.

Определим экономический эффект при сокращении выпуска машин за счет увеличения отдачи и долговечности.

Сравним две группы машин, первая из которых состоит из 1000 машин стоимостью каждая 2000 р. с отдачей От = 20000 р/год и долговечностью $D = 5$ лет, а вторая из 500 машин стоимостью каждая 4000 р. с отдачей 40000 р/год и долговечностью 10 лет. Годовая отдача обеих групп, очевидно, одинакова: $\text{От} = 1000 \cdot 20000 = 50 \cdot 40000 = 20$ млн. р.

Суммарный экономический эффект машин первой группы за весь период эксплуатации согласно формуле (9)

$$\sum Q_1 = 1000 \{ D [\text{От} (1 - a) - (\text{Эн} + \text{Тр} + \text{Нк})] - \text{Рм} - \text{С} \}.$$

Пользуясь данными предыдущего примера ($a = 0,25$; Эн = 600; Тр = 3200; Нк = 3200 р/год; Рм = С), получаем

¹ Автор предпочитает вместо распространенного, но довольно искусственного термина моральное устаревание применять термин техническое устаревание, более точно отображающий суть процесса.

$$\sum Q_1 = 1000 [5(20\,000 \cdot 0,75 - 7000) - 4000] = 36 \text{ млн. р.}$$

Суммарный экономический эффект машин второй группы за тот же период эксплуатации

$$\sum Q_2 = 500 \{5[40\,000 \cdot 0,75 - \text{Эн}' + \text{Тр} + \text{Нк}] - \text{Рм}' - \text{С}'\}. \quad (23)$$

Положим, что расход энергии у машин второй группы вдвое больше ($\text{Эн}' = 1200 \text{ р./год}$). Так как машины отработывают за 5 лет только половину своего срока службы, то расходы на амортизацию и ремонт равны $\text{С}' = 0,5\text{С} = 0,5 \cdot 4000 = 2000 \text{ р.}$ и $\text{Рм}' = 0,5\text{С} = 0,5 \cdot 4000 = 2000 \text{ р.}$

Подставляя эти значения в формулу (23), получаем

$$\sum Q_2 = 500 [5(30\,000 - 7600) - 4000] = 54 \text{ млн. р.}$$

Следовательно, экономический эффект машин второй группы за 5 лет эксплуатации в $54/36 = 1,5$ раза больше, чем машин первой группы, несмотря на вдвое большую стоимость машин, ремонта и энергопотребления.

Суммарный экономический эффект машин второй группы за полный срок службы (10 лет)

$$\sum Q_2 = 500 [10(30\,000 - 7600) - 4000 - 4000] = 108 \text{ млн. р.}$$

т. е. превышает суммарный экономический эффект машин первой группы в $108/36 = 3$ раза или в денежном выражении на $108 - 36 = 72 \text{ млн. р.}$, что вдвое больше всего экономического эффекта машин первой группы.

Выводы. Общий вывод: увеличение полезной отдачи и долговечности — наиболее эффективный и выгодный способ увеличения объема промышленной продукции и повышения экономического эффекта машин.

Увеличение долговечности позволяет пропорционально сократить годовой выпуск машин без снижения объема промышленной продукции, при уменьшении общей стоимости изготовления машин, значительном снижении эксплуатационных расходов, повышении рентабельности производства.

Правилен и обратный вывод: увеличение долговечности машин при том же объеме выпуска машин, тех же производственных мощностях и затратах на изготовление машин позволяет пропорционально увеличить оснащенность народного хозяйства машинами и повысить объем промышленной продукции.

Увеличение долговечности, как способ повышения численности машинного парка, объема продукции и энергонасыщенности народного хозяйства, несравненно выгоднее, чем простое увеличение выпуска машин, не сопровождаемое повышением их долговечности.

Увеличение выпуска машин требует введения новых предприятий, расширения площадей и оборудования существующих предприятий или (способ экономически наиболее

целесообразный) увеличения съема продукции с существующего оборудования путем интенсификации производственного процесса. В первом и втором случаях возрастают расходы на изготовление машин. Во всех случаях возрастают эксплуатационные расходы вследствие увеличения числа действующих машин.

Увеличение отдачи и долговечности машин, как правило, сопровождается относительно небольшим повышением стоимости машин и вместе с тем в связи с сокращением числа действующих машин уменьшает эксплуатационные расходы. Конечный результат тот же: увеличение фактической численности парка действующих машин и увеличение объема промышленной продукции, но при несравненно меньших затратах в общем значительном возрастании экономического эффекта.

Целесообразно сочетать увеличение численного выпуска с увеличением полезной отдачи и долговечности машин, а в нужных случаях и умерять численный выпуск, отдавая предпочтение более выгодному способу увеличения отдачи и долговечности машин.

Из сказанного вытекает и другой вывод. Увеличение годового выпуска машин еще не означает увеличения численности действующих машин и объема выпуска промышленной продукции. Возрастание годового производства машин характеризует рост экономики только в том случае, если оно сопровождается объективными данными о долговечности и качестве выпускаемых машин. Эти данные могут означать: прогресс, если долговечность машин сохраняется на постоянном уровне или повышается; застой, если долговечность снижается в такой же пропорции, в какой возрастает выпуск; регресс, если долговечность машин падает более существенно, чем возрастает их выпуск.

ПОЛЕЗНАЯ ОТДАЧА

Полезная отдача выражается стоимостью продукции или полезной работы, выполняемой машиной в единицу времени. Полезная отдача зависит от производительности машин, т. е. от числа операций (или единиц работы), ею выполняемых в единицу времени, и от стоимости операций (единиц работы).

Увеличение отдачи является комплексной задачей, решение которой во многом зависит от правильности эксплуатации. Для автомобилей, например, эксплуатационные средства повышения отдачи заключаются в сокращении холостых пробегов, увеличении технической скорости езды, повышении грузопользования (применение прицепов) и т. д. Производительность машин-орудий повышают интенсификацией технологических операций, применением приспособлений и специальной оснастки.

В основном эту задачу необходимо решать конструктивными мероприятиями. Машина должна быть придана наибольшая возможная производительность, согласованная с реальными требованиями производства и перспективами его развития. Рабочие органы машины следует рассчитывать на максимальный объем операций с соответствующим выбором ее кинематики, мощности и надежности.

Главными способами повышения производительности машин являются:

увеличение числа одновременно осуществляемых над изделием операций;

увеличение числа одновременно обрабатываемых изделий;

сокращение длительности технологического цикла;

автоматизация технологического процесса.

Первый способ получил наиболее полное выражение в конструкции агрегатных металл обрабатывающих станков, позволяющих обрабатывать детали одновременно по нескольким или всем поверхностям. Другим примером могут служить многолезцовые токарные автоматы.

Представителями второго способа являются роторные машины, на которых одновременно обрабатывают большое число деталей. Другой пример — групповая обработка одновременно нескольких деталей в многоместных приспособлениях.

Роторными называют машины карусельного типа, у которых каждое изделие или объект, подвергаемое определенным операциям или комплексу операций, устанавливаются на карусель, закрепляются за отдельным операционным органом (блок, патрон, шпиндель) и обрабатываются в процессе вращения карусели за один полный ее оборот. Роторные машины обладают высокой производительностью (карусельные наполняются с 40—60 шпинделями дают до 1500 наполнений в 1 мин).

Высокая производительность роторных машин является следствием непрерывности действия и выполнения технологической операции одновременно над несколькими объектами. Число объектов, одновременно проходящих операцию, $z = \alpha i$, где i — число операционных блоков, установленных по окружности ротора; α — доля окружности, на которой происходит операция обработки.

Производительность роторной машины

$$Q = in, \quad (24)$$

где n — частота вращения ротора (об/мин), зависящая от продолжительности выполняемой над объектом операции (фазового времени),

$$n = \frac{\alpha}{t_{\phi}},$$

где t_{ϕ} — фазовое время, мин; α — доля окружности,

на которой происходит операция обработки (обычно $\alpha = 0,65 \div 0,75$).

Следовательно,

$$Q = i \frac{\alpha}{t_{\phi}}. \quad (25)$$

Как видно из этого выражения, производительность роторной машины можно увеличить:

уменьшением фазового времени (ускорением выполняемой над объектом операции);

увеличением числа операционных блоков.

Возможности первого способа ограничены. Второй способ позволяет увеличить производительность практически сколь угодно. Лимитирующими нередко становятся только операции загрузки и разгрузки изделий.

Повышение производительности роторной машины по сравнению с машиной, выполняющей последовательные одиночные операции той же продолжительности t_{ϕ} , характеризуется отношением t_{ϕ}/t_0 , где t_0 — время выпуска одного изделия на роторной машине, равное согласно формуле (25) $t_0 = 1/Q = t_{\phi}/i\alpha$. Следовательно, $t_{\phi}/t_0 = i\alpha$. При среднем значении $\alpha = 0,7$ отношение $t_{\phi}/t_0 = 0,7$. Например, при числе шпинделей $i = 50$ производительность роторной машины в $0,7 \cdot 50 = 35$ раз больше, чем машины последовательной обработки.

Роторные машины хорошо komponуются в автоматические линии, высокопроизводительные, компактные и экономичные (благодаря сокращению энергозатрат на транспортирование деталей от одной машины к другой).

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Долговечность машины подобно полезной отдаче очень зависит от условий и технического уровня эксплуатации. Бережное отношение к машине, квалифицированный уход, своевременная профилактика, предупреждение перегрузок — все это может значительно повысить долговечность машины. Низкий уровень обслуживания сокращает срок службы машины. Однако решающее значение для долговечности имеет правильная конструкция машины.

Критерии долговечности. Долговечность есть общее время, которое машина может отработать на номинальном режиме в условиях нормальной эксплуатации без существенного снижения основных расчетных параметров, при экономически приемлемой суммарной стоимости ремонтов. Иногда применяют понятие «ресурс машины» (время работы машины в часах до первого капитального ремонта).

Во многих случаях, особенно для агрегатов неперiodического действия, долговечность измеряют показателями суммарной выработки

за все время функционирования агрегата. Определенная таким образом долговечность представляет собой общее число операций или единиц работы, которые может произвести машина или агрегат до предельного износа. Так, долговечность автотранспорта и подвижного железнодорожного состава определяют по предельному суммарному пробегу в километрах; приборов и испытательных машин — по общему числу включений; плавильных агрегатов — по суммарному числу плавков; почвообрабатывающих машин — по количеству обрабатываемых гектаров почвы.

Фактическая долговечность может значительно отличаться от номинальной в зависимости от условий работы. Она уменьшается при систематической перегрузке машины, работе на повышенных скоростях, режимах, увеличении рабочей нагрузки, в неблагоприятных климатических условиях. При облегченных условиях работы долговечность машин возрастает.

Влияние условий работы на долговечность можно учесть введением коэффициента режима $\eta_{\text{реж}}$. Фактическая долговечность

$$D = \frac{D_{\text{ном}}}{\eta_{\text{реж}}}, \quad (26)$$

где $D_{\text{ном}}$ — номинальная (расчетная) долговечность.

Коэффициент режима можно достоверно определить путем дифференцированного изучения условий и режимов эксплуатации и их влияния на долговечность, что составляет задачу статистической теории надежности. При отсутствии уточненных данных можно в качестве первого приближения принимать: для средних условий эксплуатации $\eta_{\text{реж}} = 1$; тяжелых 1,2 — 1,5; легких 0,7 — 0,8.

Срок службы машины — это общая продолжительность пребывания ее в эксплуатации (в годах) до исчерпания ресурса долговечности. Для машин непериодического действия срок службы определяется как частное от деления долговечности, выраженной числом операций (единиц работы), на их среднее число в году.

Например, срок службы автомобиля, рассчитанного на суммарный пробег L км,

$$H = \frac{L}{l \eta_{\text{реж}}},$$

где $\eta_{\text{реж}}$ — коэффициент режима; l — средний километр, проходимый автомобилем в год.

Для машин, долговечность которых исчисляются в единицах времени, срок службы (в годах) равен частному от деления долговечности D на коэффициент использования $\eta_{\text{исп}}$, харак-

теризующий среднюю за период работы машины степень фактического ее использования за вычетом всего холостого времени. С учетом коэффициента режима

$$H = \frac{D}{\eta_{\text{исп}} \eta_{\text{реж}}}. \quad (27)$$

Коэффициент использования в общем случае

$$\eta_{\text{исп}} = \eta_{\text{сез}} \eta_{\text{вых}} \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{см}} \eta_{\text{маш}} \eta_{\text{заг}} \eta_{\text{пр}}. \quad (28)$$

Коэффициент сезонности $\eta_{\text{сез}}$ — отношение продолжительности $h_{\text{сез}}$ сезона работы машины к общему числу дней в году:

$$\eta_{\text{сез}} = \frac{h_{\text{сез}}}{365}.$$

К числу машин, продолжительность действия которых ограничена климатическими и сезонными условиями, принадлежат большинство сельскохозяйственных машин, дорожные, снегоуборочные машины, морской транспорт с ограниченным периодом навигации.

Для некоторых категорий машин (специализированные сельскохозяйственные машины, например, картофелеуборочные, хлопкособираательные) $\eta_{\text{сез}} = 0,05 \div 0,20$.

Для машин, используемых круглый год, $\eta_{\text{сез}} = 1$.

Коэффициент выходных дней $\eta_{\text{вых}}$ — отношение числа рабочих дней в году к общему числу дней в году. При пятидневной рабочей неделе число рабочих дней $52 \cdot 5 = 260$, а за вычетом выходных дней — 255 дней.

Следовательно, $\eta_{\text{вых}} = 255/365 = 0,7$. Этот коэффициент действителен для машинного оборудования, работающего по календарному режиму. Для агрегатов, работающих непрерывно в течение всего года (доменные агрегаты, оборудование тепловых станций), $\eta_{\text{вых}} = 1$.

Коэффициент сменности $\eta_{\text{см}}$ — отношение продолжительности $h_{\text{см}}$ смен в часах, в течение которых работает машина, к числу часов в сутках: $\eta_{\text{см}} = h_{\text{см}}/24$.

При 8-часовом рабочем дне и одно-, двух- и трехсменной работе соответственно $\eta_{\text{см}} = 0,33; 0,66$ и 1.

Коэффициент ремонтных простоев $\eta_{\text{рем}}$ — среднее отношение продолжительности $h_{\text{ф}}$ фактической работы машины к сумме продолжительности фактической работы и продолжительности $h_{\text{рем}}$ простоев машин в ремонте:

$$\eta_{\text{рем}} = \frac{h_{\text{ф}}}{h_{\text{ф}} + h_{\text{рем}}}.$$

Этот коэффициент зависит в первую очередь от надежности машины, определяющей длительность межремонтных сроков и объем ремонтных работ, а также от уровня организации ремонта. Величина $\eta_{\text{рем}}$ определяется также длительностью пребывания машины в эксплуатации. Будучи незначительными на первых этапах эксплуатации, ремонтные простои прогрессивно возрастают по мере износа машины и к концу срока службы могут достигать больших значений.

Для технологических машин, работающих по календарному режиму, в среднем $\eta_{\text{рем}} = 0,85 \div 0,95$. Для других категорий машин цифры варьируют в широких пределах.

Для машин сезонного и резко неперiodического действия $\eta_{\text{рем}} = 1$, так как эти машины ремонтируются почти всегда в периоды их бездействия.

Коэффициент машинного времени $\eta_{\text{маш}}$ — отношение машинного времени $h_{\text{маш}}$ (времени фактической работы) к сумме машинного и вспомогательного времени $h_{\text{всп}}$ (времени, затрачиваемого на установку и снятие изделий, настройку и регулировку машины, обслуживание и уход):

$$\eta_{\text{маш}} = \frac{h_{\text{маш}}}{h_{\text{маш}} + h_{\text{всп}}}$$

Этот коэффициент действителен для машинорудий с ручным управлением, обслуживаемых операторами (например, металлообрабатывающие станки, кузнечно-прессовое оборудование). Величина $\eta_{\text{маш}}$ зависит от типа оборудования, совершенства организации рабочего процесса, размеров партий обрабатываемых изделий. Для металлорезающих станков в среднем $\eta_{\text{маш}} = 0,8 \div 0,9$. С увеличением степени автоматизации величина $\eta_{\text{маш}}$ приближается к единице.

Коэффициент загрузки $\eta_{\text{заг}}$ — отношение $h_{\text{ф}}$ продолжительности фактической работы машины к сумме фактической работы машины и холостого времени $h_{\text{хол}}$ — простоев за тот же период, вызванных производственной невозможностью обеспечить полную загрузку машины:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{h_{\text{ф}}}{h_{\text{ф}} + h_{\text{хол}}}$$

Низкий коэффициент $\eta_{\text{заг}}$ имеют машины, работающие вне часового графика, и машины неперiodического действия с нерегламентированной загрузкой (вспомогательные, аварийные, ремонтные).

В условиях непрерывного производства недогруженными бывают специализированные машины, выполняющие узкий круг операций

при изготовлении деталей ограниченной номенклатуры, и машины, производительность которых превышает среднюю производительность смежного машинного оборудования.

Как правило, низкое значение коэффициента $\eta_{\text{заг}}$ у технологических машин является следствием дефектов производственного планирования, неправильного подбора оборудования по численности, типу и производительности, а также нестабильности профиля продукции.

В производствах со сменяющимися объектами величина $\eta_{\text{заг}}$ зависит от типа объекта, находящегося в данный момент в производстве, характера обработки его деталей и, следовательно, может изменяться во времени. Например, при обработке деталей с преобладанием токарных операций будут загружены станки токарной группы; другие станки (фрезерные, расточные) будут недогружены или простаивать.

В мелкосерийном производстве $\eta_{\text{заг}} = 0,7 \div 0,75$; в серийном $0,8 - 0,85$; в крупносерийном $0,9 - 0,95$. При непрерывно-поточном массовом, стабильном во времени производстве $\eta_{\text{заг}} = 1$.

Коэффициент вынужденных простоев $\eta_{\text{пр}}$ — среднее отношение продолжительности фактической работы машины $h_{\text{ф}}$ к сумме $h_{\text{ф}}$ и времени $h_{\text{пр}}$ простоев, вызванных неполадками и неисправностями, устраняемыми на месте:

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{h_{\text{ф}}}{h_{\text{ф}} + h_{\text{пр}}}$$

Значение этого коэффициента для надежно выполненных и правильно эксплуатируемых машин близка к единице. У машин с дефектами конструкции или работающих при некачественном обслуживании $\eta_{\text{пр}}$ может быть значительно меньше единицы.

Расчетная долговечность. Для машин, работающих по календарному режиму, степень использования, а следовательно, и соотношение между периодом службы H и долговечностью D зависит преимущественно от $\eta_{\text{см}}$.

Примем в формуле (28) $\eta_{\text{заг}} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{рем}} = 0,8$; $\eta_{\text{вых}} = 0,7$ (за исключением случая круглогодичной непрерывной работы, когда $\eta_{\text{вых}} = 1$). Тогда $\eta_{\text{исп}} = 0,8 \cdot 0,7 \eta_{\text{см}} = 0,56 \eta_{\text{см}}$ и долговечность согласно формуле (27)

$$D = 0,56 \eta_{\text{см}} H. \quad (29)$$

С учетом формулы (29) составлен график (рис. 3) зависимости D (в тыс. ч) от срока H . Для работы в одну, две и три смены принято соответственно $\eta_{\text{см}} = 0,33$; $0,666$ и 1 . Для круглогодичной работы принято с учетом вынужденных простоев $D = 0,95H$.

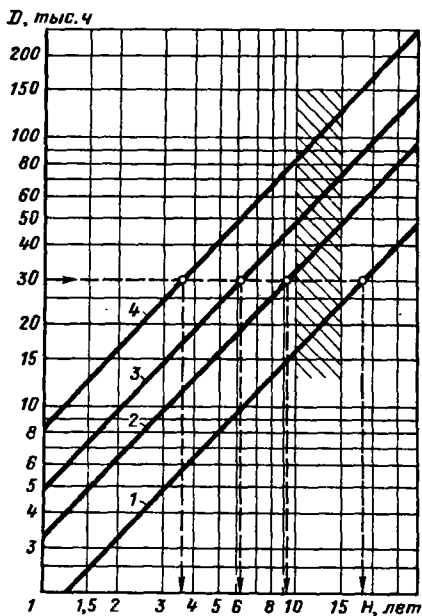


Рис. 3. Расчетная долговечность D в зависимости от срока службы H при односменной (1), двухсменной (2), трехсменной (3) и круглогодичной (4) работе

Ресурс долговечности, закладываемый в машину, должен быть согласован со степенью ее использования. Повышение долговечности машин, мало загруженных в эксплуатации, сопровождается увеличением срока службы, которое практически нельзя использовать из-за наступления технического старения. Например, при $D = 10$ лет период службы согласно формуле (29) равен для двухсменной работы 27 лет, а для односменной 54 года, что превосходит все мыслимые пределы технико-экономической долговечности.

Высокую долговечность целесообразно придавать машинам интенсивного использования. Так, при трехсменной работе период службы машины с расчетной долговечностью 10 лет сокращается до 18 лет, а при круглогодичной непрерывной работе до 10,5 лет, что укладывается (во всяком случае для многих категорий машин) в лимиты технической долговечности.

Графиком можно пользоваться для ориентировочного определения долговечности машин, работающих по календарному режиму.

Для наиболее распространенного случая работы в две смены при сроке службы 10–15 лет (заштрихованная область) расчетная долговечность составляет 30–50 тыс. ч. Эти цифры можно брать за основу расчета большинства технологических машин. Для машин, работающих в три смены, при том же сроке службы $D = 50 \div 70$ тыс. ч, а для машин, работающих круглый год, $D = 80 \div 130$ тыс. ч.

График позволяет решить и обратную задачу — по заданной долговечности определить срок службы. Например, при $D = 30$ тыс. ч (штрихованная линия) сроки службы при круглогодичной работе в одну, две и три смены равны соответственно 3,6; 6,2; 9,2 и 18,5 лет.

Теория долговечности. В стадии формирования находится теория долговечности, предметом которой является:

определение технически и экономически целесообразных лимитов долговечности;

разработка методов изучения эксплуатации машин (статистическая обработка эксплуатационной информации);

изучение эксплуатационных режимов и их влияния на долговечность машин, типизация средств эксплуатационных режимов;

определение степени использования машин в эксплуатации и соотношения между долговечностью и сроком службы машин;

диагностика причин разрушения;

выявление деталей, лимитирующих долговечность, изучение влияния долговечности деталей на долговечность машин в целом;

разработка методов стендовых и полевых испытаний машин, узлов и деталей на долговечность, прогноз эксплуатационной долговечности машины на основании стендовых испытаний;

разработка объективных показателей долговечности выпускаемых машин.

Многочисленность и разнородность факторов, влияющих на долговечность (технический уровень эксплуатации, колебания эксплуатационных режимов, качество изготовления и т. д.), неопределенность многих факторов (распределение характеристик прочности материалов, влияние региональных и климатических условий и т. п.) заставляют при определении долговечности прибегать к методам теории вероятности и математической статистики. Вследствие этого теория не дает однозначного ответа на вопрос об ожидаемой долговечности, ограничиваясь установлением функциональных зависимостей вероятности разрушения от продолжительности и режимов эксплуатации (рис. 4). Теория может только установить, что вероятная продолжительность работы машины на данном режиме будет равна, скажем, 8, 12 и 18 тыс. ч при вероятности неразрушения соответственно 90, 80 и 60%, или установить вероятное число оставшихся в эксплуатации машин после определенных периодов работы.

Должны быть еще учтены вид и объем разрушений и т. е. установлено с известной степенью достоверности, подвергаются ли разрушению жизненно важные или второстепенные детали и узлы, сохраняется ли ре-

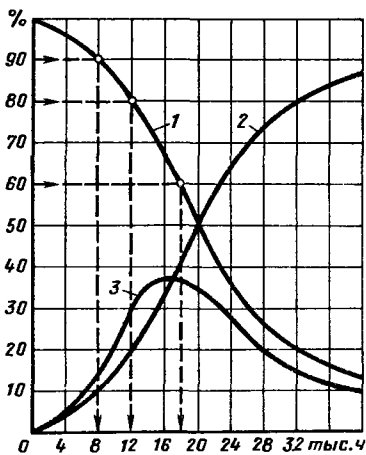


Рис. 4. График вероятной долговечности:

- 1 — вероятный срок службы (процент выживания);
 2 — вероятность неразрушения; 3 — плотность вероятностей срока службы

монтапригодность машин, каковы вероятный объем и стоимость ремонтов? С этих позиций долговечность можно определить как вероятную продолжительность работы машины на регламентированном режиме, при которой возможный выход машины из строя не больше заданного условного предела (например, 10%) при сохранении ремонтпригодности и вероятной стоимости ремонта, не превышающей определенного значения, выраженного, допустим, в процентах от стоимости машины.

Разработка нормативов долговечности представляет сложную задачу и требует сбора и обработки большого объема информации.

В качестве общего замечания укажем, что изучение долговечности машин было бы легче, если их в виде обязательной меры оборудовать работомерами, т. е. суммарными счетчиками отработанных часов или числа проделанных операций (подобно счетчикам километража, устанавливаемым на автомобилях). Эту меру следовало бы сделать обязательной для всех машин новых выпусков.

Выводы, основанные на изучении машин, находящихся в эксплуатации, относятся к машинам выпуска прошлых лет и всегда запаздывают, будучи по существу неприложимы к машинам новых выпусков, подвергаемых конструктивным и технологическим усовершенствованиям. Прогноз долговечности новых машин, являющийся насущной практической задачей, приходится базировать на стендовых испытаниях машин (или вводимых в них новых узлов).

Таким образом, одним из важнейших разделов теории долговечности является разработка методов ускоренных испытаний и корреляция результатов испытаний с эксплуатационными условиями.

Теория долговечности, строящая выводы на статистических данных, в сущности приложима к изделиям массового производства и в гораздо меньшей степени — к изделиям мелкосерийного и тем более единичного выпуска. В описанной выше трактовке теории долговечности исходит из феноменологических позиций, учитывая данные достигнутой долговечности. Гораздо большее значение имеет разработка методов повышения долговечности. Здесь на первый план выдвигается задача изучения физических закономерностей разрушения, износа и повреждения деталей (в зависимости от вида нагружения, свойств материала, состояния поверхности и т. д.). Задачи эти настолько дифференцированы и специфичны, что уместить их в рамках общей теории долговечности едва ли возможно. Они решаются методами теории прочности, теории износа, а главным образом целенаправленной конструкторской и технологической работой над повышением долговечности.

Средства повышения долговечности. Основные факторы, лимитирующие надежность машин, следующие: поломки деталей; износ трущихся поверхностей; повреждения поверхностей в результате действия контактных напряжений, наклепа и коррозии; пластические деформации деталей, вызываемые местным или общим переходом напряжений за предел текучести или (при повышенных температурах) ползучестью.

Прочность в большинстве случаев не является непреодолимым лимитом. В машинах общего назначения возможно полное устранение поломок. При существующем в настоящее время ассортименте машиностроительных материалов, при существующих методах изготовления, при современном состоянии науки о прочности в этом классе машин нет деталей, которым нельзя было бы придать практически неограниченную долговечность.

В случае машин напряженного класса, вроде транспортных, задача сложнее. Требования габаритных размеров и массы заставляют повышать расчетные напряжения, вследствие чего вероятность поломок увеличивается. Однако непрерывное совершенствование упрочняющей технологии и уточнение методов расчета позволяют и в данном случае значительно повысить прочность деталей, а следовательно, и долговечность машины в целом.

Многие факторы случайности можно свести к минимуму: характерные (колебания механических характеристик материала, технологические дефекты) — тщательным контролем изделий на всех этапах изготовления; эксплуатационные

(перегрузки, неправильное обращение с машиной) — чисто конструктивными мерами (введением систем защиты, предохранителей, блокировок).

В наилучшем положении находятся тепловые машины, долговечность которых зависит в первую очередь от стойкости деталей, работающих при высоких температурах.

Прочность материалов резко снижается с увеличением температуры. Кроме того, при повышенных температурах возникает явление ползучести (пластическое течение материала под действием сравнительно небольших напряжений), приводящее к изменению первоначальных размеров детали и, как следствие, к утрате ее работоспособности.

Детали, работающие при высоких температурах, рассчитывают на ограниченную долговечность. Срок их службы можно только повысить конструктивными приемами (снижением уровня напряжений, рациональным охлаждением) и главным образом применением жаропрочных материалов. В последнее время для изготовления термически напряженных деталей применяют металлокерамические (спеченные) материалы (к реметы) на основе оксидов, нитридов и боридов Ti, Cr, Al, карбидов и нитридов В и Si, со связкой из металлов Ni, Co, Mo.

Практически долговечность в наибольшей степени определяется и з н а ш и в а е м о с т ью деталей. Постепенно развивающийся износ ведет к общему ухудшению показателей машины, снижению точности выполняемых ею операций, падению КПД, увеличению энергопотребления и снижению полезной отдачи. С течением времени износ может вступить в катастрофическую стадию. Прогрессирующее повреждение вызывает поломки и аварии (разрушение подшипников качения, выкрашивание зубьев зубчатых колес и т. п.).

Основной вид износа в машинах — механический, который разделяется на износ абразивный, износ при трении скольжения, износ при трении качения и контактный. Некоторые детали подвержены износу химическому (коррозионному), тепловому, кавитационно-эрозионному. Разнообразие видов износа и различие их физико-механической природы требуют дифференцированного изучения и специальных методов предотвращения изнашиваемости.

Главными способами повышения износостойкости при механическом износе являются увеличение твердости трущихся поверхностей, подбор материалов трущихся пар, уменьшение давления на поверхностях трения, повышение качества поверхностей и правильная смазка.

Влияние твердости на износостойкость поверхностей, подвергнутых действию абразива (корунда), показано на рис. 5. За единицу принята износостой-

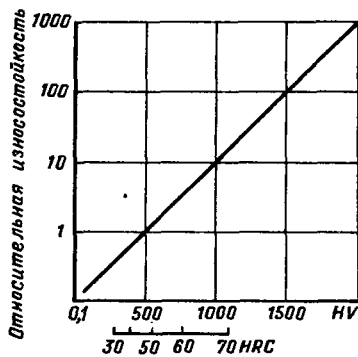


Рис. 5. Зависимость износостойкости от поверхностной твердости

кость поверхности с HV 500 (~ HRC 50). Повышение твердости на каждые 500 единиц HV увеличивает износостойкость в 10 раз.

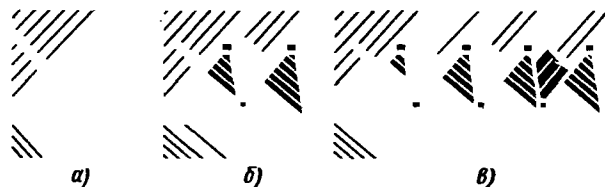
Условия опыта (абразивный износ) отличаются от реальных условий работы смазанных поверхностей в машиностроительных узлах. Тем не менее они дают представление об огромном влиянии твердости на износостойкость.

Современная технология располагает эффективными средствами повышения поверхностной твердости: цементация и обработка ТВЧ (HV 500—600), азотирование (HV 800—1200), бериллизация (HV 1000—1200), диффузионное хромирование (HV 1200—1400), плазменное наплавление твердыми сплавами (HV 1400—1600), борирование (HV 1500—1800), бороборонирование (HV 1800—2000) и др.

Другое направление заключается в улучшении антифрикционных свойств поверхностей осаждением фосфатных пленок (фосфатирование), насыщением поверхностного слоя серой (сульфидирование), графитом (графитирование), дисульфидом молибдена и др. При умеренной твердости такие поверхности обладают повышенной скользкостью, малым коэффициентом трения, высокой устойчивостью против задиrow, заедания и схватывания. Эти способы (особенно сульфидирование и обработка дисульфидом молибдена) увеличивают износостойкость стальных деталей в 10—20 раз. Применяют и сочетание обоих методов (например, сульфидирование, повышающее одновременно твердость и скользкость поверхности).

Важное значение имеет правильное сочетание твердости парных поверхностей трения. При движении с малыми скоростями под высокими нагрузками целесообразно максимальное повышение твердости обеих поверхностей, а при движении с большими скоростями в присутствии смазки — сочетание твердой по-

Рис. 6. Уменьшение давления в направляющих



верхности с мягкой, обладающей повышенными антифрикционными свойствами.

Эффективным способом увеличения износостойкости является уменьшение давления в трущихся соединениях. Иногда этого можно достичь уменьшением нагрузок (рациональная раздача сил) или снижением степени цикличности и ударности нагрузок. Наиболее простой способ заключается в увеличении площади поверхности трения, нередко достигаемом без существенного увеличения габаритных размеров.

В качестве примера приведем направляющую металлорежущего станка, испытывающую нагрузку одностороннего действия (рис. 6, а). Изменение профиля направляющей (рис. 6, б) позволяет примерно в тех же габаритах увеличить опорную поверхность и снизить давление вдвое с соответствующим повышением долговечности. Еще большей долговечностью обладают гребенчатые направляющие (рис. 6, в). В этом случае давление уменьшается в 4 раза при увеличении габаритов примерно только в 2 раза по сравнению с исходной конструкцией.

Во всех случаях, когда допускает конструкция, точечный контакт следует заменять линейным, линейный — поверхностным, трение скольжения — трением качения.

Невыгодны зубчатые передачи с точечным контактом: передачи с перекреждающимися осями, конические с криволинейными зубьями, косозубые колеса с большим углом наклона зубьев, а также крутильные передачи. Последние невыгодны еще и тем, что пятно контакта у них перемещается с большой скоростью вдоль зуба при наличии трения скольжения, тогда как в передачах с эвольвентным зубом преобладает трение качения с малой скоростью.

Особое направление заключается в компенсации износа, осуществляемой периодически или автоматически. К числу узлов с периодической компенсацией принадлежат подшипники скольжения с осевым или радиальным регулированием зазора (с коническими несущими или посадочными поверхностями, с периодически подтягиваемыми вкладышами). Другие примеры — осевая подтяжка подшипников качения (радиально-упорных) и регулирование зазора в прямолинейных направляющих с помощью переставных клиньев и планок.

Более совершенны системы с автоматической компенсацией износа (само-

притирающиеся конические пробковые краны, торцовые и манжетные уплотнения, узлы подшипников качения с пружинным натягом, системы гидравлической компенсации зазоров в рычажных механизмах и т. д.).

Решающее значение имеет правильная смазка узлов трения. Везде, где это возможно, следует обеспечивать жидкостную смазку и устранять полужидкостную и граничную. Следует избегать открытых механизмов, смазываемых периодически набивкой. Нецелесообразно применение открытых зубчатых и цепных передач. Все трущиеся части должны быть заключены в закрытые корпуса и надежно защищены от пыли, грязи и атмосферной влаги.

Наилучшим решением являются полностью герметизированные системы с непрерывной подачей масла под давлением ко всем подвижным соединениям.

Эффективность смазки повышают введением присадок, улучшающих ее смазочные качества (коллоидальный графит, сера, дисульфид молибдена), увеличивающих маслянистость (олеиновая, пальмитиновая и другие органические кислоты), предупреждающих окисление (органические и металлоорганические соединения S, P и N₂), предотвращающих задиры (кремнийорганические соединения).

В условиях, когда применение жидких масел невозможно (работа при высоких или низких температурах, при радиации, в химически агрессивных средах, глубоком вакууме) или неэффективно (при колебательных движениях малой амплитуды, при ударных и высокочастотных нагрузках), применяют сухопленочные смазки на основе сульфидов, селенидов и теллуридов Mo, W, V и др. со связками металлов Fe, Ni, Ag, Au. Коэффициент трения соединений с сухопленочными смазками $f = 0,1 \div 0,25$.

Другой способ — смазка сухими порошками, состоящими из микросфер ($d = 1 \div 3$ мкм), изготовленных из твердых (HV 800—900) материалов (вольфрамовые сплавы, науглероженное карбонильное железо). В таких подшипниках происходит отчасти пережат одной несущей поверхности относительно другой по микросферам, главным же образом — скольжение по очень подвижному и текучему слою порошка (псевдожидкостное трение).

Несущие поверхности изготавливают из материалов такой же твердости, что и микросферы (азотиро-

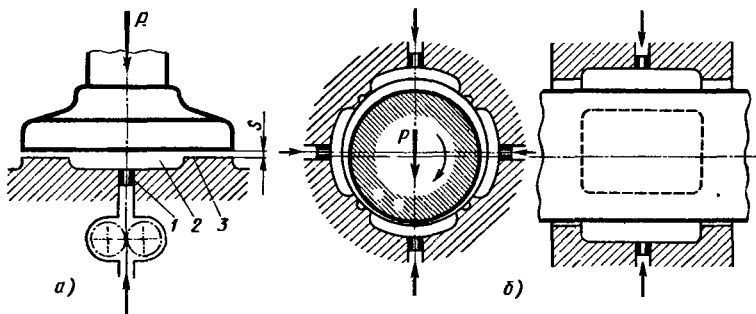


Рис. 7. Гидростатические подшипники: а — упорный; б — радиальный

ваные стали, металло- и минералокерамика, спаталлы).

Идеальным с точки зрения износостойкости является полное устранение металлического контакта между рабочими поверхностями. Примерами безыносных узлов являются электромагнитные опоры с «витающими» валами, электромагнитные муфты и насосы (передача крутящего момента и осевого движения электромагнитными силами), муфты жидкостного трения (передача крутящего момента силами вязкого сдвига силиконовой жидкости), гидравлические трансформаторы (передача крутящего момента гидродинамическими силами потока жидкости).

Известное приближение к принципу безыносной работы представляют подшипники скольжения с гидродинамической смазкой. При непрерывной подаче масла и наличии клиновидности масляного зазора, обуславливающей нагнетание масла в нагруженную область, в таких подшипниках на устойчивых режимах работы металлические поверхности полностью разделяются масляным слоем, что обеспечивает теоретически безыносную работу узла. Их долговечность не зависит (как у подшипников качения) ни от нагрузки, ни от скорости вращения (числа циклов нагружения). Уязвимым местом подшипников скольжения является нарушение жидкостной смазки на нестационарных режимах, особенно в периоды пуска и остановки, когда из-за снижения частоты вращения нагнетание масла прекращается и между цапфой и подшипником возникает металлический контакт.

В последнее время получили применение гидростатические подшипники с подачей в зазор масла под давлением от автономного насоса. В таких подшипниках трущиеся поверхности разделяются масляным слоем еще до пуска машины; изменение частоты вращения не влияет на работоспособность подшипника.

В гидростатических подшипниках возможно увеличение толщины масляного слоя до 100–120 мкм вместо обычных в гидродинамических подшипниках значений 10–20 мкм, что снижает (примерно на один порядок) коэффициент трения подшипника и общие затраты мощности на трение (с учетом мощности привода насоса).

Схема гидростатической опоры (подпятник) приведена на рис. 7, а. Масло из насоса через дроссель 1 поступает в карман 2 с запорной кольцевой кромкой 3. Давление в кармане зависит от соотношения между сечением дросселя и переменным сечением между запорной кромкой и пятой. С увеличением нагрузки это сечение уменьшается, и давление в кармане возрастает, становясь в пределе равным давлению, создаваемому насосом. При ударных нагрузках давление в кармане, благодаря «закупорке» дросселя в результате повышения его гидравлического сопротивления, может значительно превзойти давление, создаваемое насосом.

В цилиндрических опорах, нагруженных силами переменного направления, применяют систему нескольких радиально расположенных карманов (рис. 7, б). При указанном направлении нагрузки несущим является нижний карман. Давление в верхнем кармане отсутствует вследствие истечения масла через увеличенный зазор на верхней дуге подшипника. Боковые карманы, давление в которых взаимно уравновешено, нагрузку не воспринимают. Масло, вытекающее через верхний и боковые карманы, выполняет обычную функцию охлаждения подшипника.

При перемене направления нагрузки на 180° верхний карман становится несущим, нижний — питающим. Аналогичное явление происходит при перемене направления нагрузки на 90°. Таким образом, подшипник, реагируя на перемещение вала, автоматически настраивается на восприятие нагрузки каждый раз в направлении вектора силы.

В связи с появлением гидростатических подшипников происходит переоценка сравнительных достоинств опор скольжения и опор качения, которым до сих пор отдавали определенное предпочтение. Опоры скольжения с правильно организованной смазкой принципиально выгоднее, так как они позволяют

полностью исключить металлический контакт и осуществить безыносную работу, тогда как в опорах качения металлический контакт и износ неизбежны.

Применение гидростатических подшипников, однако, ограничивается усложнением системы смазки, в частности, необходимостью привода масляных насосов (на периоды пуска и остановки) от постороннего источника энергии.

Аэростатические (газостатические) подшипники используют, когда жидкие смазочные материалы неприменимы: при высоких частотах вращения (> 50 тыс. об/мин), высоких ($> 250^\circ\text{C}$) и низких ($< -50^\circ\text{C}$) температурах, при работе в средах, вызывающих разложение масел, в установках, подвергающихся радиации. Применение воздушной смазки также целесообразно, когда гущины поверхности подвергаются загрязнению (открытые цилиндрические опоры и направляющие прямоугольного движения).

Несущая способность аэростатических опор, в частности сопротивляемость ударным нагрузкам, значительно ниже, чем гидростатических. Однако они обладают гораздо меньшим коэффициентом трения и вследствие малых зазоров (2–10 мкм) обеспечивают высокую точность центрирования. Несущая способность аэростатических опор (в противоположность гидростатическим) возрастает с повышением температуры вследствие увеличения вязкости воздуха с ростом температуры.

Воздушную и газовую смазку применяют в радиальных и упорных подшипниках быстрходных шлифовальных шпинделей, быстрходного сверлильного оборудования, роторов гироскопов, центрифуг, турбомашин, турбодетандеров, криогенных агрегатов, в опорах прецизионных поворотных столов, в направляющих металлообрабатывающих станков.

Одной из наиболее частых причин преждевременного выхода машины из строя является коррозия. В конструкции машин, особенно работающих на открытом воздухе, в условиях повышенной влажности или в химических активных средах, следует предусматривать эффективные средства защиты, применяя гальванические покрытия (хромирование, никелирование, омеднение), осаждение химических пленок (фосфатирование, оксидирование), нанесение полимерных пленок (капронизация, полиэтиленизация).

Наилучшим решением является применение коррозионно-стойких материалов (коррозионно-стойких сталей, титановых сплавов). Мало нагруженные детали, соприкасающиеся с химически активными агентами, целесообразно изготавливать из химически стойких пластиков (полиолефины, фторопласты).

Применяя все описанные выше технологические и конструктивные мероприятия, можно у машин общего назначения повысить срок службы большинства деталей практически до

любых значений, требуемых долговечностью машины в целом.

Проектируя машину, конструкторы часто не задумываются о долговечности деталей, выбирая их форму, размеры и методы обработки по сложившимся в данной отрасли машиностроения традициям и нормативам, которые в новых условиях, при непрерывном повышении напряженности режимов и в свете новых представлений о значении долговечности, нуждаются в пересмотре. В большинстве случаев достаточно поставить себе четко задачу и применить общие приемы рационального конструирования для того, чтобы еще на стадии проектирования решить многие проблемы долговечности, которые затем в уже готовой конструкции пришлось бы устранять в порядке доводки, с большими затратами и с использованием преимущественно технологических приемов.

Подобно тому, как в авиации все детали во время проектирования тщательно проверяют на массу, так в общем машиностроении следовало бы осуществлять систематический контроль и экспериментальную проверку проектируемых узлов и деталей на долговечность.

Есть, однако, исключения. Очень трудно обеспечить долговечность деталей, работающих в непосредственном соприкосновении с абразивной средой (крыльчатки насосов, перекачивающих загрязненные жидкости, рабочие органы почвообрабатывающих машин, резы в рубовых машин, зубья ковшей экскаваторов, траки гусеничных машин, щеки камнедробилок, цепи и приводы непрерывного транспорта для цемента, угля и др.).

Срок службы таких деталей составляет в некоторых случаях (буровые коронки) десятки часов; его можно только удлинить путем подбора наиболее износостойких материалов и применением рациональной упрочняющей обработки.

Меры повышения долговечности удорожают конструкцию. Необходимо применение качественных материалов, введение новых технологических процессов, иногда организация новых участков цехов, требующая дополнительных капиталовложений. Это удорожание нередко отпугивает руководителей предприятий, рассматривающих вопрос о стоимости машины с заводской точки зрения и не учитывающих народнохозяйственный эффект повышения ее надежности. Эти расходы вполне оправданы. Стоимость изготовления деталей, определяющих долговечность машины, незначительна по сравнению со стоимостью изготовления машины, а последняя, как правило, невелика по сравнению с общей суммой эксплуатационных расходов.

Ничтожные в общем балансе дополнительные расходы на повышение долговечности дают в конечном счете огромный выигрыш

в результате увеличения суммарной полезной отдачи машины, уменьшения простоев и стоимости ремонтов.

Отсюда вытекает важный практический вывод: стремясь, как правило, к удешевлению машины, не надо жалеть затрат на изготовленные детали, определяющих надежность машин. Не следует скупиться и на исследовательские работы по изысканию новых материалов и технологических приемов, повышающих долговечность.

Во многих руководствах по машиностроению рекомендуют применять дешевые материалы и простые способы изготовления, допускаемые по функциональному назначению детали. Эти рекомендации нельзя принять без оговорок.

Вопрос о выборе материалов и методов изготовления следует решать только на основании сопоставления относительной роли дополнительных производственных расходов в общей сумме расходов за период эксплуатации машины.

Для изготовления деталей, определяющих долговечность и надежность машины, необходимо применять наиболее качественные материалы и самые совершенные способы обработки.

В качестве примера можно привести поршневые кольца. Их качество в значительной степени предопределяет межремонтные сроки двигателя. Износ колец снижает отдачу двигателя, увеличивает расход топлива и масла. Сейчас срок службы колец нередко составляет только 500—1000 ч. Используя новейшие достижения в области повышения износостойкости пары кольцо—цилиндр (пористое хромирование колец, азотирование зеркала цилиндров, создание маслосдерживающего микрорельефа), можно повысить срок службы колец до 5—10 тыс. ч. Связанное с этим удорожание колец очень незначительно увеличивает стоимость двигателя, а повышение их износостойкости ввиду большой распространенности поршневых двигателей дает огромный экономический эффект.

Другой пример — подшипники качения. Обычно рекомендуют применение наименее точных подшипников, ссылаясь на увеличение их стоимости с повышением степени точности. Если принять стоимость изготовления подшипников нормальной точности за единицу, то стоимость подшипников при повышенной точности — 1,3; высокой — 2; прецизионной — 4.

Цифры на первый взгляд довольно убедительно говорят в пользу применения подшипников малой точности, однако такой вывод нередко является близоруким. Если учесть, что износ и повреждения подшипников качения являются одной из наиболее частых причин выхода машины из строя, в значительной мере предопределяющей межремонтные сроки, то следует признать более разумным и экономически выгодным применение в ответственных узлах подшипников повышенной точности, несмотря на их высокую стоимость. Разумеется, это не значит,

что во всех случаях следует применять прецизионные подшипники, и не освобождает конструктора от необходимости обеспечить долговечность подшипников правильной их установкой и смазкой.

Пределы повышения долговечности. Технически достижимая долговечность в значительной мере зависит от степени напряженности машины.

У транспортных машин долговечность составляет 10—20 тыс. ч и срок службы 5—8 лет, у стационарных, например машинорудий, 50—100 тыс. ч, что при двухсменной работе соответствует сроку службы 15—25 лет, при трехсменной работе — 10—20 лет. При таких сроках службы становится актуальной проблема технического устаревания.

Долговечность машины можно искусственно продлить восстановительными ремонтами. Однако этот путь экономически нецелесообразен, так как иногда расходы на восстановительные ремонты во много раз превышают первоначальную стоимость машины.

В начальный период эксплуатации ремонтные расходы невелики. Затем они скачкообразно возрастают по мере текущих и средних ремонтов и, наконец, достигают значительной величины, соизмеримой со стоимостью машины, когда машина подвергается капитальному ремонту. Перед слачей в капитальный ремонт должен быть решен вопрос о целесообразности дальнейшей эксплуатации машины. Если оставить пока в стороне вопросы технического устаревания, то экономически целесообразным пределом эксплуатации следует считать момент, когда предстоящие расходы на капитальный ремонт приближаются к стоимости новой машины. Выгоднее приобрести новую машину, чем реставрировать старую, тем более, что новые машины всегда превосходят по качеству восстановленные, и тем более, что показатели новых машин в результате непрерывного технического прогресса всегда выше показателей старых машин. Вместе с тем с течением времени закономерно снижается стоимость новых машин в связи с неуклонной интенсификацией и совершенствованием производственных процессов.

При решении вопроса о прекращении эксплуатации, кроме того, должна быть учтена суммарная стоимость всех произведенных ранее ремонтов. В качестве ориентировочного правила можно считать, что суммарные затраты на ремонт за весь срок службы машины не должны превышать ее стоимости.

Делают попытки нахождения оптимальной долговечности, т. е. такой, при которой себестоимость продукции машины минимальна. Исходят из следующих предпосылок. Себестоимость продукции равна сумме постоянных расходов (рис. 8, а, линия

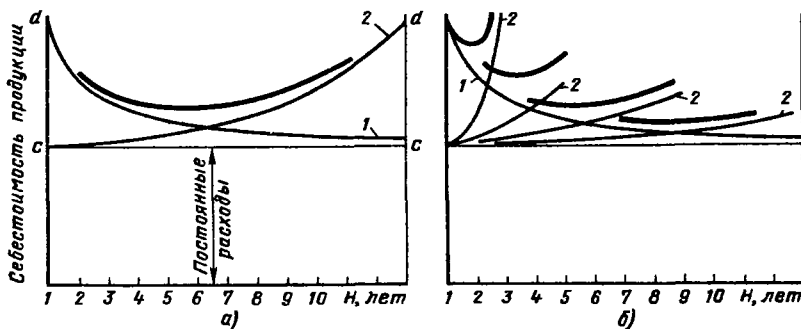


Рис. 8. Себестоимость продукции (жирные линии) в функции срока службы:

a — при $\sum P_m = 4C$; b — при $\sum P_m = C$

$c - c$), не зависящих от продолжительности эксплуатации (энергия, материалы, труд и др.), и переменных, зависящих от продолжительности эксплуатации; амортизационных расходов (кривая 1), обратно пропорциональных продолжительности эксплуатации, и годовых ремонтных расходов (кривая 2), возрастающих с увеличением продолжительности эксплуатации вследствие износа машин.

Изменение себестоимости C_6 продукции в функции продолжительности эксплуатации выражается уравнением

$$C_6 = P_{п} + \frac{C}{H} + P_m = \varphi(H),$$

где $P_{п}$ — постоянные расходы; C — стоимость машины; H — продолжительность эксплуатации; P_m — ремонтные расходы.

Суммирование составляющих дает себестоимость продукции в функции H (жирная линия). Кривая себестоимости имеет минимум; долговечность, соответствующую этому минимуму, предлагают считать оптимальной.

Траговка эта слишком упрощава, чтобы ею можно было практически пользоваться. Во-первых, в большинстве случаев переменные расходы незначительны по сравнению с постоянными; если даже кривая себестоимости продукции имеет минимум, то он выражен слабо. Машин, превысившие срок оптимальной долговечности, могут еще длительное время выдавать продукцию, хотя и с несколько меньшей рентабельностью. Во-вторых, не учитывается суммарная стоимость ремонтов $\sum P_m$ за весь период эксплуатации машины. Так, в случае, приведенном на рис. 8, а, где ремонтные расходы в последний год эксплуатации приняты равными стоимости машины (отрезки cd), суммарные расходы на ремонт (площадь между кривой 1 ремонтных расходов и прямой $c-c$ постоянных расходов) равны четырем стоимостям машины, что явно завышено.

При введении разумных пределов суммарной стоимости ремонтов картина меняется. Если задаться, например, условием, чтобы стоимость ремонтов не превосходила стоимость машины, то для каждого заданного срока службы получается определенный минимум себестоимости (жирные кривые, рис. 8, б). С увеличением срока службы минимумы снижаются и становятся все менее выраженными. Огибающая минимумов непрерывно падает с увеличением срока службы. Таким образом, при ограниченной из-

вестным пределом суммарной стоимости ремонтов понятие оптимальной долговечности исчезает; себестоимость продукции с увеличением долговечности непрерывно снижается.

Следует указать, что рассуждения об оптимальной долговечности не учитывают динамику изменения постоянных расходов, которые, как правило, имеют тенденцию к снижению (уменьшение стоимости энергии, материалов и расходов на труд в результате автоматизации и совершенствования производственного процесса). Это снижение может еще больше изменить картину в пользу больших сроков службы.

Долговечность и техническое устаревание. Повышение долговечности тесно связано с проблемой технического устаревания машин. Устаревание наступает, когда машина, сохраняя физическую работоспособность, по своим показателям перестает удовлетворять промышленность в силу повышения требований или появления более совершенных машин.

Признаками устаревания являются пониженные по сравнению со средним уровнем показатели надежности, качества продукции, точности операций, производительности, расхода энергии, стоимости труда, обслуживания и ремонтов и как общий результат — пониженная рентабельность машины. Главным последствием устаревания является снижение роста производительности на единицу рабочей силы, являющегося основным показателем экономического прогресса.

Безусловное устаревание наступает в двух случаях: при переходе на новую продукцию (полная смена технологического процесса); при новых рабочих процессах или появлении принципиально новых конструктивных схем, позволяющих создать машины, превосходящие по показателям старые образцы.

Примером устаревания последнего вида может служить пертурот, произведенный в авиации появлением турбореактивных двигателей, почти полностью вытеснивших поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Однако подобные коренные и быстропротекающие перемены происходят не часто. В условиях постепенного совершенствования техники проблема устаревания стоит иначе. Во-первых, в большинстве случаев, особенно у машин напряженного класса, физический износ наступает задолго до технического устаревания. Например, физический ресурс грузовых автомобилей при интенсивной эксплуатации исчерпывается за 5—6 лет, тогда как по технико-экономическим показателям они могли бы полноценно работать в течение более длительного времени. Во-вторых, существуют эффективные способы предупреждения устаревания машин.

Главным из них является конструирование машин с учетом динамики развития машинопотребляющей отрасли промышленности. В конструкцию исходной модели должны быть заложены резервы производительности, мощности, полезной отдачи, диапазона выполняемых операций, что позволяет последовательно модернизировать машину и поддерживать ее показатели на уровне возрастающих технических требований без смены основной модели и, следовательно, без ломки производства, неизбежной при переходе на выпуск новой модели. У машин, находящихся в эксплуатации, наличие резервов обеспечивает возможность их форсирования по мере роста потребностей производства.

Наиболее действенное средство предупреждения устаревания — повышение степени использования машины в эксплуатации. Чем в более короткий срок машина отработывает заложенный в нее ресурс долговечности, т. е. чем ближе срок службы к долговечности, тем меньше вероятность ее устаревания. Сокращение срока службы до 3—4 лет практически гарантирует машину от устаревания.

Сокращение срока службы отнюдь не означает уменьшения продукции машины. Как показано выше, суммарная отдача машины определяется не сроком службы, а продолжительностью ее фактической работы, т. е. в конечном счете долговечностью.

Задача снижения срока службы при неизменной долговечности сводится к всемерной интенсификации использования машин.

Для технологических машин, работающих по календарному режиму, наибольшее значение имеет увеличение числа рабочих смен и повышение степени загрузки.

Основные конструктивные предпосылки интенсификации: 1) универсализация, т. е. расширение диапазона выполняемых

машинной операций, обеспечивающее устойчивую загрузку машины; 2) повышение надежности машин, приводящее к сокращению аварийных и ремонтных простоев.

Степень использования машин непериодического действия, например сезонных машин, можно повысить с помощью сменного, прицепного и навесного оборудования, способствующего увеличению продолжительности их работы в году.

Быстрота и степень устаревания зависят от масштаба и технического уровня производства. На предприятиях, ускоренно нарастающих темпы производства и непрерывно совершенствующих технологический процесс, машины устаревают гораздо скорее, чем на средних и мелких предприятиях, развивающихся медленно.

Машины, устаревшие в условиях передового производства, можно использовать на менее ответственных участках или на предприятиях меньших масштабов и с меньшей машинной оснащенностью.

Важно, что они будут продолжать производство продукции до полного исчерпания механического ресурса, пусть даже с рентабельностью, несколько пониженной по сравнению со средней народнохозяйственной.

На основании изложенного можно сказать, что техническое устаревание не является безусловным пределом на пути увеличения долговечности машин. Этот предел можно или сильно отодвинуть путем рационального выбора исходных параметров машин, или практически ликвидировать путем интенсификации их использования. Следовательно, устаревание не может служить доводом против увеличения долговечности. Это, разумеется, не освобождает конструктора от необходимости учитывать опасность устаревания, а, напротив, обязывает принять все меры к его предупреждению.

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ

Надежность машины складывается из следующих признаков: высокая долговечность, безотказность действия, безаварийность, стабильность действия (способность длительно работать без снижения исходных параметров и выдерживать перегрузки), малый объем операций обслуживания и ухода, простота обслуживания, живучесть (способность при частых повреждениях продолжать некоторое время работу, хотя бы на сниженных режимах), устранимость повреждений (сохранение ремонтпригодности), большие межремонтные сроки, малый объем ремонтных работ.

Из-за многообразия признаков, определяющих надежность, установить ее единый критерий затруднительно. Чаще всего при определении надежности исходят из понятия отказа машины, т. е. любой вынужденной остановки машины.

Надежность машины можно характеризовать: частотой отказов; длительностью бесперебойной работы машины между отказами; закономерностью изменения частоты отказов за период службы; степенью тяжести отказов; объемом, стоимостью и длительностью работ, необходимых для устранения отказов.

Длительность вынужденных простоев машины характеризуют коэффициентом простоев $\eta_{\text{пр}}$ (иначе коэффициент неисправности), представляющим собой отношение продолжительности $h_{\text{пр}}$ простоев за определенный промежуток времени к сумме продолжительности $h_{\text{ф}}$ фактической работы и $h_{\text{пр}}$ за тот же период времени:

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{h_{\text{пр}}}{h_{\text{ф}} + h_{\text{пр}}} = \frac{1}{1 + \frac{h_{\text{ф}}}{h_{\text{пр}}}}$$

Длительность исправной работы машины характеризуют коэффициентом исправности

$$\eta_{\text{испр}} = \frac{h_{\text{ф}}}{h_{\text{ф}} + h_{\text{пр}}} = 1 - \eta_{\text{пр}}$$

По степени тяжести отказы делят на легкие, средние и тяжелые.

Легкие отказы — это мелкие неисправности, устраняемые на производстве силами обслуживающего персонала.

Средние отказы — неисправности и повреждения, требующие продолжительной остановки машины, частичной разборки, смены (или восстановления) поврежденных деталей, осуществляемой с привлечением ремонтных служб.

Тяжелые отказы — аварии, затрагивающие жизненно важные органы машины и требующие длительной остановки на ремонт. К тяжелым отказам можно отнести общий износ машины, требующий на определенной стадии полной переборки машины и замены износившихся деталей.

По происхождению различают отказы, вызванные конструктивными и технологическими дефектами, неправильной эксплуатацией и случайные.

Под неправильной эксплуатацией понимают небрежный уход за машиной, нарушение правил эксплуатации, несоблюдение установленных режимов (перегрузки), ошибки в последовательности операций управления (неправильные включения), несоблюдение техники безопасности и т. д.

Большинство отказов, приписываемых неправильной эксплуатации, можно с полным основанием отнести за счет дефектов конструкции. В правильной конструкции должно быть предотвращено использование машины на опасных перегрузочных режимах, исключена возможность неправильных включений и сведено к минимуму влияние качества ухода на надежность машины.

Надежность машины можно было бы характеризовать объемом работ по устранению отказов, т. е. в конечном счете показателем стоимости ремонтов, комплексно отражающим частоту и степень тяжести отказов и ремонтно-пригодность машин. Однако этот показатель является относительным. Во-первых, межремонтные сроки и стоимость ремонтов зависят от надежности машин, качества обслуживания и ремонтных работ. Во-вторых, стоимость ремонтов определяется не только объемом требуемых ремонтов, но и уровнем организованности ремонтного дела. В-третьих, суммарная стоимость ремонтов зависит от политики увеличения срока службы машин. При неправильной методике восстановления машин вместо увеличения выпуска новых машин и особенно повышения их долговечности расходы на ремонт могут быть очень значительными.

В стадии разработки находится теория надежности¹. Предметами теории являются: определение требований к надежности с технических и экономических позиций; изучение статистических закономерностей появления отказов; выяснение причин отказов (диагностирование отказов); выявление деталей и узлов, являющихся наиболее частой причиной отказов; прогнозирование отказов; определение степени опасности отказов и сложности их устранения; изучение влияния отказов на экономику эксплуатации машин; разработка объективных показателей надежности машин.

Особые разделы теории составляют вопросы надежности комплексов машин (поточное и непрерывное производство, полуавтоматические и автоматические линии). К ним относятся: управление комплексам и контроль их взаимодействия, резервирование (введение резервных машин и цепей), аккумулярование (введение накопителей, обеспечивающих бесперебойную работу комплекса при кратковременном отказе одной из машин) и т. д.

Надежность машин характеризуют средневременом бесперебойной работы машины (средневременной выработкой машины между отказами) в функции продолжительности эксплуатации или средневременной частотой отказов, а также плотностью распределения отказов за период работы машины; теория надежности опирается на методы теории вероятности и математической статистики,

¹ В настоящее время существует обширная библиография, включая ГОСТы.

формулируя выводы в виде вероятностных соотношений.

Прогнозируя отказы, наиболее часто встречающиеся на практике, она может служить ценным подспорьем для машиностроителя. На долю последнего выпадает главная, активная часть задачи — устранение слабых мест конструкции и повышение ее надежности в целом. Привлекая все современные конструкторские и технологические приемы, принципиально возможно (во всяком случае для многих категорий машин) добиться полного устранения отказов, за исключением аварийных, чисто случайных.

Пути повышения надежности. Надежность машин в первую очередь определяется прочностью и жесткостью конструкции. Рациональными способами повышения прочности, не требующими увеличения массы, являются: применение выгодных профилей и форм, максимальное использование прочности материала, по возможности равномерная нагрузка на все элементы конструкции.

Целесообразные способы повышения жесткости — правильный выбор схемы нагружения, рациональная расстановка опор, придание конструкции жестких форм.

Безаварийность работы и длительность межремонтных сроков во многом зависят от правильности эксплуатации, бережного отношения к машине, тщательного ухода, своевременной профилактики, предотвращения перегрузок. Но было бы неверным всецело полагаться на качество обслуживания. Условия правильной эксплуатации машины должны быть заложены в ее конструкции. Необходимо обеспечить надежную работу даже в условиях недостаточно квалифицированного обслуживания. Если машина портится в неумелых руках, это значит, что конструкция недостаточно продумана в отношении ее надежности.

Субъективный фактор в обслуживании и управлении машиной следует по возможности исключать, а операции ухода сводить к минимуму.

Устранению подлежат периодические операции регулирования, подтяжки, смазки и т. п., которые при недостаточном внимательном обслуживании могут стать причиной повышенного износа и преждевременного выхода машины из строя.

Например, в двигателях внутреннего сгорания регулирование зазоров в клапанном механизме можно устранить введением автоматических компенсаторов износа и тепловых расширений (гидравлического или иного типа). Это не только упрощает уход; обеспечивая практически беззастойную работу клапанного механизма, компенсаторы вместе с тем существенно повышают его долговечность.

Устраняя периодическую подтяжку коренных и шатунных подшипников коленчатого вала двига-

телей. Современное состояние смазочной техники позволяет создать подшипники, работающие практически неограниченное время при минимальном износе. Периодическая подтяжка ослабевающих в эксплуатации гаек и болтов устранима применением современных самоконтращихся конструкций резьбовых соединений.

Существенно усложняет эксплуатацию машин неэрациональная система смазки, требующая постоянного внимания со стороны обслуживающего персонала. Периодической смазки следует, безусловно, избегать. Если этого сделать нельзя по конструктивным условиям, то необходимо применять самосмазывающиеся опоры или вводить систему централизованной подачи смазочного материала ко всем трудным узлам с одного поста.

Наилучшее решение с точки зрения надежности и удобства эксплуатации — это полностью автоматизированная система смазки, не требующая периодической смены масла. Это достижимо, если предусмотреть меры, противодействующие окислению и тепловому пережодению масла и обеспечивающие непрерывную очистку и регенерацию масла.

В системы смазки необходимо вводить аварийные устройства, обеспечивающие подачу масла, хотя бы в минимальных количествах, при выходе из строя главной системы.

Одним из приемов увеличения эксплуатационной надежности является дублирование обслуживающих устройств, в работе которых чаще всего случаются перебои. Примером может служить дублирование системы зажигания бензиновых двигателей, а также систем автоматического управления. В тех случаях, когда требуется полная безотказность действия, от которой зависит жизнь людей (космические корабли), применяют многократное дублирование систем управления.

В комплексе мероприятий, обеспечивающих эксплуатационную надежность машины, большую роль играет автоматическая защита от случайных или преднамеренных перегрузок предохранительными устройствами, работающими на сдерживающем режиме и вступающими в действие при перегрузке машины.

Наиболее целесообразна полная автоматизация управления, т. е. превращение машины в самообслуживающийся, саморегулирующийся и самонастраивающийся на оптимальный режим работы агрегат.

Примером являются самопереклюкающиеся коробки передач и трансмиссии автомобиля с бесступенчатым регулированием передаточного отношения от двигателя к ходовому механизму. Система автоматически устанавливает оптимальное передаточное отношение для данных условий езды, профиля и состояния дороги, что увеличивает экономичность и повышает технический ресурс.

Высокой надежности машин можно достичь только комплексом конструктивных, технологических и организационно-технических мероприятий. Повышение надежности требует длительной, повседневной, скрупулезной, целенаправленной совместной работы конструкторов, технологов, металлургов, экспериментаторов и производственников, ведущейся по тщательно разработанному и последовательно осуществляемому плану.

Непрерывным условием выпуска качественной продукции является прогрессивная технология изготовления, высокая культура производства, строгое соблюдение технологического режима и тщательный контроль продукции на всех стадиях изготовления, начиная с операций изготовления деталей и кончая сборкой изделия.

Наибольшие трудности представляет объективная оценка показателей надежности и стоимости эксплуатации. Эти показатели можно достоверно выяснить только через длительный промежуток времени, притом на продукции, вышедшей за стены завода-изготовителя и разбросанной в различных, порой отдаленных местах эксплуатации.

В этих условиях приобретают важное значение методы ускоренного определения долговечности деталей, узлов, агрегатов и машины в целом. Большую помощь могут оказать лаборатории долговечности для систематического ресурсного испытания продукции.

Следует шире применять метод моделирования эксплуатационных условий, заключающийся в стендовых или эксплуатационных испытаниях машины на форсированном режиме в условиях, заведомо более тяжелых, чем нормальная работа машины. В этом случае машина осуществляет в сжатые сроки цикл, который при нормальной ее работе длится несколько лет. Испытания проводят до наступления предельного износа или даже до полного или частичного разрушения машины, периодически их приостанавливая для замера износов, регистрации состояния деталей и определения признаков приближения аварии.

Подобные жесткие испытания позволяют обнаружить недостатки конструкции и принять меры к их устранению. Ускоренные испытания дают также достаточно надежный исходный материал для оценки реальной долговечности машины.

Доводка машин в эксплуатации. В целях создания надежных машин необходимо тщательно изучать опыт эксплуатации. Работа конструкторских организаций над машиной не должна заканчиваться государственными

испытаниями опытного образца и сдачей машины в серийное производство.

Доводка машины по существу начинается только после ввода ее в эксплуатацию. Эксплуатационная проверка лучше всего позволяет обнаружить и устранить слабые места конструкции.

Недостатки машины особенно наглядно выясняются при ремонте. Поэтому обязательна тесная и непрерывная связь конструктора с ремонтными предприятиями. Заводам-изготовителям массовой и крупносерийной продукции полезно иметь собственные ремонтные подразделения как лаборатории изучения машин и школы конструирования.

При изучении дефектов следует различать случайные дефекты и систематические. Случайные дефекты обычно обусловлены неудовлетворительным контролем и недостаточной технологической дисциплиной на заводе-изготовителе. Систематические дефекты свидетельствуют о неудовлетворительной конструкции машины и требуют незамедлительного внесения исправлений в выпускаемые машины.

Наблюдение за работой машины в условиях эксплуатации должно быть включено в план работы конструкторских организаций наряду с проектированием и составлять значительную часть времени работы конструктора. Будучи оторванным от эксплуатации, конструктор не сможет совершенствоваться и никогда не достигнет вершин конструкторского мастерства.

Стоимость машины. Снижение стоимости машиностроительной продукции представляет комплексную задачу: производственную и конструкторскую. Основную роль играет рационализация производства (механизация и автоматизация производственных процессов, концентрация технологических операций, специализация заводов, производственное кооперирование и др.).

Эти меры осуществимы и дают наибольший эффект при больших масштабах производства и стабильной продукции. Здесь на первый план выступает роль конструктора. Он должен обеспечить высокий потенциал развития, заложив в конструкцию предпосылки изготовления одной модели в течение длительного периода времени при наибольшем возможном масштабе выпуска, т.е. создать конструкцию, обладающую широкой применяемостью и ресурсами совершенствования.

Большое значение имеет уменьшение числа типоразмеров машины рациональным выбором типажа и ее параметров, что позволяет повисить серийность про-

изводства с выигрышем в стоимости изготовления. Это тоже конструкторская задача.

Важно обеспечить технологичность конструкции. Под технологичностью понимают совокупность признаков, обеспечивающих наиболее экономичное, быстрое и производительное изготовление машин с применением прогрессивных методов обработки при одновременном повышении качества, точности и взаимозаменяемости частей.

В понятие технологичности следует ввести также признаки, обеспечивающие наиболее производительную сборку изделия (технологичность сборки) и наиболее удобный и экономичный ремонт (технологичность ремонта).

Технологичность зависит от масштаба и типа производства. Единичное и мелкосерийное производство предъявляют к технологичности одни требования, крупносерийное и массовое — другие. Признаки технологичности специфичны для деталей различных групп изготовления.

Большой экономический эффект дают унификация и стандартизация деталей, узлов и агрегатов.

Унификация. Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей и уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта машин.

Унификация конструктивных элементов позволяет сократить номенклатуру обрабатывающего, мерительного и монтажного инструмента. Унификации подвергают посадочные сопряжения (по посадочным диаметрам, посадкам и точности размеров), резьбовые соединения (по диаметрам, типам резьбы, посадкам и точности размеров, размерам под ключ), шпоночные и шлицевые соединения (по диаметрам, формам шпонок и шлицев, посадкам и точности размеров), зубчатые зацепления (по модулям, типам зубьев и точности размеров), фаски и галтели (по размерам и типам) и т. д.

Унификация оригинальных деталей и узлов может быть внутренней (в пределах данного изделия) и внешней (заимствование деталей с иных машин данного или смежного завода).

Наибольший экономический эффект дает заимствование деталей серийно изготавливаемых машин, когда детали можно получить в готовом виде. Заимствование деталей машин единичного производства, машин, снятых или подлежащих снятию с производства, а также находящихся в производстве на предприятиях других ведомств, когда получение деталей невозможно или затруднительно, имеет только одну положительную сторону: проверенность деталей

опытом эксплуатации. Во многих случаях и это оправдывает унификацию.

Унификация марок и сортамента материалов, электродов, типоразмеров крепежных деталей, подшипников качения и других стандартных деталей облегчает снабжение завода-изготовителя и ремонтных предприятий материалами, стандартными покупными изделиями.

Степень унификации оценивают коэффициентом унификации $\eta_{ун}$, который представляют как отношение:

числа $z_{ун}$ унифицированных деталей к общему числу деталей изделия:

$$\eta_{ун} = \frac{z_{ун}}{z} 100\%;$$

массы унифицированных деталей к общей массе изделия:

$$\eta_{ун} = \frac{\sum m_{ун}}{m} 100\%;$$

стоимости унифицированных деталей к стоимости изделия:

$$\eta_{ун} = \frac{\sum C_{ун}}{C} 100\%.$$

Недостаток первого показателя состоит в том, что он не учитывает удельное значение унифицированных деталей в конструкции машины. Второй показатель учитывает долю массы унифицированных деталей в общей массе машины. Наиболее правилен третий показатель, однако определение его более затруднительно, чем первых двух.

Степень внутренней унификации оценивают коэффициентом повторяемости

$$\eta_{п} = \left(1 - \frac{N_n}{N_d}\right) 100\%,$$

где N_n — число наименований деталей изделия; N_d — общее число деталей изделия.

Этот коэффициент, легко определяемый на основании спецификации, суммарно характеризует совершенство конструкции со стороны сокращения номенклатуры деталей. В хороших конструкциях $\eta_{п} = 40 \div 60\%$.

Для дифференцированной оценки применяют следующие показатели:

степень унификации оригинальных деталей

$$\eta_{ун.ор} = \frac{N_{ун.ор}}{N_{ор}} 100\%,$$

где $N_{ун.ор}$ — число унифицированных оригинальных деталей; $N_{ор}$ — общее число оригинальных деталей;

степень унификации элементов конструкции

$$\eta_{эл} = 1 - \frac{N_{гр}}{N_{эл}} 100\%,$$

где $N_{гр}$ — число принятых типоразмеров данных элементов; $N_{эл}$ — общее число данных элементов в изделии.

Например, степень унификации резб

$$\eta_{\text{рзб}} = \left(1 - \frac{N_{\text{тр.рзб}}}{N_{\text{рзб}}}\right) 100\%,$$

где $N_{\text{тр.рзб}}$ — число типоразмеров резб; $N_{\text{рзб}}$ — общее число резьбовых соединений в изделии;

степень унификации крепежных деталей

$$\eta_{\text{кр}} = \left(1 - \frac{N_{\text{тр.кр}}}{N_{\text{кр}}}\right) 100\%,$$

где $N_{\text{тр.кр}}$ — число типоразмеров крепежных деталей; $N_{\text{кр}}$ — общее число крепежных деталей в изделии.

Стандартизация. Стандартизация есть регламентирование конструкции и типоразмеров широко применяемых машиностроительных деталей, узлов и агрегатов.

Почти в каждой специализированной проектной организации стандартизируют типовые для данной отрасли машиностроения детали и узлы. Стандартизация ускоряет проектирование, облегчает изготовление, эксплуатацию и ремонт машин и при целесообразной конструкции стандартных деталей способствует увеличению надежности машин.

Стандартизация дает наибольший эффект при сокращении числа применяемых типоразмеров стандартов, т. е. при их унификации. В практике проектных организаций эта задача решается выпуском ограничителей, содержащих минимум стандартов, удовлетворяющих потребностям проектируемого класса машин.

Преимущества стандартизации реализуются в полной мере при централизованном изготовлении стандартных изделий на специализированных заводах. Это разгружает машиностроительные заводы от трудоемкой работы изготовления стандартных изделий и упрощает снабжение ремонтных предприятий запасными частями.

Степень стандартизации оценивают коэффициентом

$$\eta_c = \frac{N_c}{N} 100\%,$$

где N_c — число стандартных деталей; N — общее число деталей в изделии.

Нельзя согласиться с распространенным среди конструкторов (особенно конструкторов творческого склада) пренебрежительным отношением к стандартам. Стандартизация является существенным фактором снижения себестоимости машин и ускорения проектирования. Однако непременным условием является высокое качество стандартов, непрерывное их совершенствование.

Кроме того, применение стандартов не должно стеснять творческую инициативу конструктора и препятствовать поискам новых, более рациональных конструктивных решений. При конструировании машин не следует останавливаться перед применением новых решений в областях, охватываемых

стандартами, если эти решения имеют явное преимущество.

ОБРАЗОВАНИЕ ПРОИЗВОДНЫХ МАШИН НА БАЗЕ УНИФИКАЦИИ

Унификация представляет собой эффективный и экономичный способ создания на базе исходной модели ряда производных машин одинакового назначения, но с различными показателями мощности, производительности и т. д. или машин различного назначения, выполняющих качественно другие операции, а также рассчитанных на выпуск другой продукции.

В настоящее время существует несколько направлений решения этой задачи. Не все они являются универсальными. В большинстве случаев каждый метод применим только к определенным категориям машин, причем их экономический эффект различен.

Приведенная ниже классификация методов создания производственных унифицированных машин является условной. Некоторые из этих методов тесно взаимосвязаны; провести строгую границу между ними затруднительно. Возможно сочетание и параллельное применение двух или нескольких методов.

Секционирование

Метод секционирования заключается в разделении машины на одинаковые секции и образовании производных машин набором унифицированных секций.

Секционированию хорошо поддаются многие виды подъемно-транспортных устройств (ленточные, скребковые, цепные конвейеры). Секционирование в данном случае сводится к построению каркаса машин из секций и составлению машин различной длины с новым несущим полотном. Особенно просто секционируются машины со звеньевым несущим полотном (ковшовые элеваторы, пластинчатые конвейеры с полотном на основе втулочных роликовых цепей), у которых длину полотна можно изменять изъятием или добавлением звеньев.

Экономичность образования машин этим способом мало страдает от введения отдельных нестандартных секций, которые могут понадобиться для приспособления длины машины к местным условиям.

Секционированию поддаются также дисковые фильтры, пластинчатые теплообменники, центробежные, вихревые и аксиальные гидравлические насосы. В последнем случае набором секций можно получить ряд многоступенчатых насосов различного напора, унифицированных по основным рабочим органам.

Метод изменения линейных размеров

При этом методе с целью получения различной производительности машин и агрегатов изменяют их длину, сохраняя форму поперечного сечения. Метод применим к ограниченному классу машин (главным образом роторных), производительность которых пропорциональна длине ротора (шестеренные и центробежные насосы, компрессоры, мешалки, вальцовочные машины и т. д.).

Степень унификации при этом методе невелика. Унифицируются только торцовые крышки корпусов и вспомогательные детали. Главный экономический выигрыш дает сохранение основного технологического оборудования для обработки роторов и внутренних полостей корпусов. Частным случаем применения данного метода является повышение нагрузочной способности зубчатых передач за счет увеличения длины зубьев колес с сохранением их модуля.

Метод базового агрегата

В основе этого метода лежит применение базового агрегата, превращаемого в машины различного назначения присоединением к нему специального оборудования. Наибольшее применение метод имеет при создании дорожных машин, самоходных кранов, погрузчиков, укладчиков, а также сельскохозяйственных машин.

Базовым агрегатом в данном случае обычно является тракторное или автомобильное шасси, выпускаемое серийно. Монтируя на шасси дополнительное оборудование, получают серию машин различного назначения.

Присоединение специального оборудования требует разработки дополнительных механизмов и агрегатов — коробок отбора мощности, подъемных и поворотных механизмов, лебедок, реверсов, тормозов, механизмов управления, кабин, которые, в свою очередь, можно в значительной мере унифицировать.

Конвертирование

При методе конвертирования базовую машину или основные ее элементы используют для создания агрегатов различного назначения, иногда близких, а иногда различных по рабочему процессу. Примером конвертирования может служить перевод поршневых двигателей внутреннего сгорания с одного вида топлива на другой, с одного вида теплового процесса на другой (с цикла искрового зажигания на цикл с воспламенением от сжатия).

Бензиновые карбюраторные двигатели легко конвертируются в газовые. Для этого достаточно замена карбюратора смесителем и изме-

нение степени сжатия (достигаемое проще всего изменением высоты поршней) и некоторые второстепенные конструктивные переделки. В целом двигатель остается таким же.

Конвертирование бензинового или газового двигателя в дизель представляет более трудную задачу, главным образом ввиду присущих дизелю повышенных рабочих нагрузок, обусловленных высокой степенью сжатия и большим давлением вспышки. Следовательно, конвертируемый двигатель должен обладать значительными запасами прочности. Конвертирование в данном случае заключается в замене карбюратора топливным насосом и форсунками (или насос-форсунками), изменении степени сжатия (смена головок цилиндров, увеличение высоты поршней или изменение конфигурации их днищ).

Другим примером конвертирования является перевод работы поршневых воздушных компрессоров на другой газ (аммиак, фреон). В этом случае при переделке необходимо учитывать различие физических и химических свойств рабочих реагентов и соответственно выбирать материалы рабочих деталей.

Примером конвертирования агрегатов, сильно различающихся по рабочему процессу, может служить преобразование двигателя внутреннего сгорания в поршневой компрессор. Конвертирование в данном случае включает замену головок двигателя клапанными коробками с соответствующим изменением механизма распределения и требует значительных переделок.

Компаундирование

Метод компаундирования (параллельного соединения машин или агрегатов) применяют с целью увеличения общей мощности или производительности установки. Спариваемые машины могут быть или установлены рядом как независимые агрегаты, или связаны друг с другом синхронизирующими, транспортными и другими подобными устройствами, или, наконец, конструктивно объединены в один агрегат.

Примером совмещения первого типа является парная установка судовых двигателей, работающих каждый на свой винт, а также установка двух или большего числа двигателей в крыльях самолета. Помимо повышения общей мощности (при затруднительности создания двигателя большой мощности) этот способ иногда позволяет удачно решать другие задачи. Так, параллельная установка судовых двигателей увеличивает маневренность судна, особенно на малом ходу. Установка нескольких двигателей на самолете облегчает выражи-

рование и вырубание на земле. Применение нескольких двигателей до известной степени увеличивает также надежность: при выходе из строя одного из двигателей можно продолжать рейс, хотя и с пониженной скоростью.

Примером совмещения второго типа являются параллельная установка машин-орудий группами (по две-три). Ее применяют в автоматических линиях, когда производительность отдельной машины, входящей в поток, значительно уступает производительности всей линии. Такая установка требует разделения потока на два или больше потоков (соответственно числу параллельно устанавливаемых машин) с последующим соединением их в один.

Примером совмещения третьего типа является сдвигание или стравливание линейных машин-орудий, т. е. объединение нескольких рабочих трактов на общей станине. В результате получается многолинейная параллельно-точная машина с производительностью, повышенной соответственно числу трактов.

Модифицирование

Модифицированием называют переделку машины с целью приспособить ее к иным условиям работы, операциям и видам продукции без изменения основной конструкции¹.

Модифицирование машины для работы в различных климатических условиях сводится преимущественно к замене материалов. В машинах, работающих в условиях жаркого и влажного климата (машины тропического исполнения), применяют коррозионно-стойкие сплавы; в машинах, эксплуатируемых в областях с суровым климатом (машины арктического исполнения), — хладостойкие материалы; системы смазки приспособляют к работе при низких температурах.

Модифицирование стационарных машин для работы на морском транспорте (машины морского исполнения) заключается во всемерном облегчении машины путем замены тяжелых сплавов (чугуна) легкими (алюминиевыми) и введением материалов, устойчивых против коррозии во влажном морском воздухе и при соприкосновении с морской водой.

Сложнее модифицирование машин с целью их приспособления к различным операциям или изделиям. В этом случае метод модифицирования тесно связан с методом агрегатирования.

¹ Иногда в понятие модифицирования вкладывают смысл модернизации машин и улучшения их показателей.

Агрегатирование

Агрегатирование заключается в создании машин путем сочетания унифицированных агрегатов, представляющих собой автономные узлы, устанавливаемые в различном числе и комбинациях на общей станине.

Наиболее полное отражение этот принцип получил в конструкции агрегатных металлообрабатывающих станков. Такие станки создают на основе унифицированных блоков (основные блоки, механизмы синхронизации, поворотные столы, корпус общего назначения, станины, тумбы, вспомогательные узлы, системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей).

Большая часть изделия в процессе обработки остается неподвижной. К нему с разных сторон подводят соответствующим образом настроенные блоки; операции обработки происходят одновременно, что ускоряет технологический процесс.

Основные преимущества агрегатирования: сокращение сроков и стоимости проектирования и изготовления машин, упрощение обслуживания и ремонта, возможность переналадки для обработки разнообразных деталей. Метод агрегатирования весьма перспективен. Помимо металлорежущих станков он применим для других машин-орудий.

Частичным агрегатированием является использование стандартизованных узлов и агрегатов из числа серийно выпускаемых промышленностью (редукторы, насосы, компрессоры), а также заимствование с серийно изготавливаемых изделий узлов и агрегатов (коробок скоростей, механизмов переключения муфт, фрикционов и т. д.).

Комплексная стандартизация.

Близок к агрегатированию метод комплексной стандартизации, применяемый для агрегатов простейшего типа (отстойники, выпарные установки, смесеприготовительные установки). Простота конструктивных форм этих агрегатов позволяет стандартизировать все или почти все элементы их конструкции. Стандартизации по типоразмерам поддаются обечайки резервуаров, днища, крышки, лазы, люки, арматура, лапы крепления, стойки. Стандартизируют также узлы (теплообменники, приводы мешалок, дозирующие устройства) и т. д.

Особенностью аппаратов этого типа является широкое применение вспомогательного покупного оборудования (насосов, фильтров, приборов контроля и управления, средств автоматизации).

Из стандартных деталей, унифицированных узлов и покупного оборудования можно компоновать аппараты:

с одинаковым рабочим процессом, но с различными размерами и производительностью;

одинакового назначения, но с различными параметрами рабочего процесса (давление, вакуум, температура);

различного назначения и с разным рабочим процессом.

Унифицированные ряды

В некоторых случаях возможно образование ряда произвольных машин различной мощности или производительности путем изменения числа главных рабочих органов и их применения в различных сочетаниях. Такие ряды называют семейством, гаммой или серией машин. Этот способ применим к машинам, мощность или производительность которых зависит от числа рабочих органов.

Метод обеспечивает следующие технологические и эксплуатационные преимущества:

упрощение, ускорение и удешевление процессов проектирования и изготовления машин; возможность применения высокопроизводительных методов обработки унифицированных деталей;

уменьшение сроков доводки и освоения опытных образцов (благодаря отработанности главных рабочих органов);

облегчение эксплуатации;

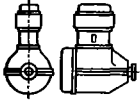

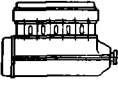

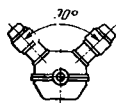
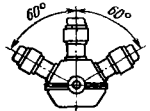
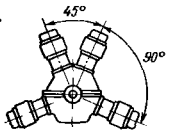

сокращение сроков подготовки обслуживающего технического персонала и сроков ремонта машин, а также упрощение снабжения запасными деталями.

Классическим примером образования унифицированных машин является создание рядов четырехтактных двигателей внутреннего сгорания на основе унифицированной цилиндровой группы и частично унифицированной шатунно-поршневой группы. Сочетание цилиндров ограничивается условием уравновешенности сил инерции поступательно-возвратно движущихся масс и условием равномерного чередования вспышек. Удовлетворяющие этим условиям сочетания представлены в табл. 1. Повышенной степенью унификации отличаются двухвальные двигатели (13, 14), у которых наряду с цилиндровой группой полностью унифицированы шатунно-поршневая группа и коленчатые валы.


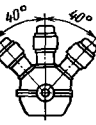
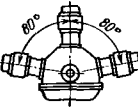
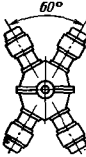

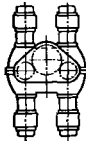
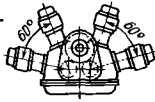
Так как мощность двигателя пропорциональна числу цилиндров, то представленный ряд двигателей позволяет теоретически получить семейство двигателей с очень широким диапазоном мощностей. Если мощность одного цилиндра равна, например, 73,5 кВт, то возможный диапазон ряда равен 147–2205 кВт.

Однако из всех многочисленных схем, представленных в табл. 1, практически применяют сравнительно немногие. Двигатели с малым числом цилиндров (< 4) отличаются неравномерностью крутящего момента и плохой уравновешенностью. Двигатели с большим числом цилиндров (> 24) применяют редко из-за сложности обслуживания и увеличенной вероятности появления неполадок. Неприемлемы рядные двигатели (7) с малым углом развала, за-

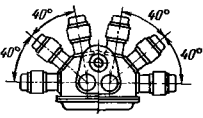
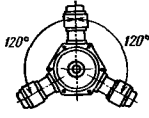
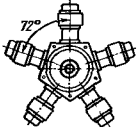
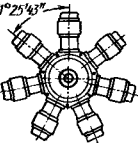
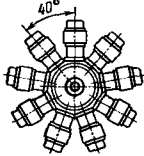
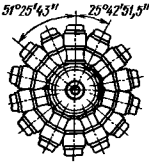
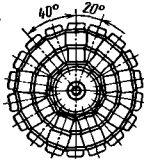
1. Двигатели унифицированного ряда

Эскиз	Тип двигателя, число цилиндров
1. 	Однорядный, $i = 2$
2. 	То же $i = 4$
3. 	» $i = 6$
4. 	» $i = 8$
5. 	Двухрядный, V-образный, $i = 8$
6. 	Трехрядный, W-образный, $i = 12$
7. 	Четырехрядный, X-образный, $i = 16$
8. 	Двухрядный с оппозитными цилиндрами, $i = 12(8)$

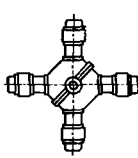
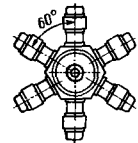
Продолжение табл. 1

Эскиз	Тип двигателя, число цилиндров
9. 	Двухрядный, V-образный, $i = 12$
10. 	Трехрядный, W-образный, $i = 18$
11. 	То же, $i = 18$
12. 	Четырехрядный, X-образный, $i = 24$ (16)
13. 	Двухрядный двухвальный, $i = 12$ (8)
14. 	Четырехрядный двухвальный $i = 24$ (16)
15. 	То же, $i = 24$ (16)

Продолжение табл. 1

Эскиз	Тип двигателя, число цилиндров
16. 	Шестирядный двухвальный, $i = 36$ (24)
17. 	Однорядный звездообразный, $i = 3$
18. 	То же, $i = 5$
19. 	» $i = 7$
20. 	» $i = 9$
21. 	Двухрядный звездообразный с шахматным расположением цилиндров, $i = 14$
22. 	То же, $i = 18$

Продолжение табл. 1

Эскиз	Тип двигателя, число цилиндров
23. 	Рядный крестообразный, $i = 24$ (16)
24. 	Рядный звездообразный, $i = 36$ (24)

труднящим размещение всасывающих и выпускных трубопроводов между цилиндрами.

Звездообразные схемы 17 — 22 широко применяли для авиационных поршневых двигателей воздушного охлаждения и сейчас используют для судовых двигателей.

Другая область применения метода унифицированных рядов — роторные машины-орудия. Так как производительность роторных машин пропорциональна числу операционных блоков, установленных на машине, то из унифицированных блоков можно создать ряд машин разной производительности. В отличие от поршневых двигателей число блоков, которое можно установить на роторной машине, практически не ограничено и зависит только от заданной производительности.

Наряду с изменением числа операционных блоков на роторных машинах можно менять блоки, приспособляя машину к выполнению различных операций. Это пример сочетания метода унифицированных рядов с методами конвертирования или агрегатирования.

Пределы метода. Методы образования производных машин и их рядов на основе унификации не являются универсальными и всеобъемлющими. Каждый из них применим к ограниченной категории машин. Многие машины (паровые и газовые турбины) по конструкции не допускают образования производных машин. Невозможно или нецелесообразно образовывать производные ряды для специализированных машин, машин большой мощности и т. д., которые остаются в категории единичного проектирования.

Унификация нередко сопровождается ухудшением качества, особенно в случае производных рядов большого диапазона. Крайние члены ряда по габаритам, металлоемкости и эксплуатационным показателям, как правило, уступают специализированным машинам. Такое ухудшение можно допустить, если унификация обеспечивает большой экономический эффект, а габариты и масса имеют второстепенное значение.

Этот метод применим для машин общего назначения, ограниченно применим, а иногда и вовсе не применим для машин, к габаритам и массе которых предъявляют повышенные требования. В категории машины повышенного класса нередко приходится отказываться от унификации и идти по пути единичного проектирования.

В связи с этим необходимо сказать о технологическом направлении конструирования, которое выдвигает на первый план технологическую сторону и придает особое значение методам унификации и создания производных рядов, считая их едва ли не главным началом рационального конструирования. Заслуга технологического направления заключается в обосновании органической связи между конструированием и технологией. Технологичность конструкции должна достигаться в процессе создания машины и сохраняться в основном замысле и конструктивном оформлении машины.

Однако технологичность не может служить определяющим началом конструирования.

Главным направлением конструирования является повышение качества машин, их надежности и экономического эффекта. Технологичность должна обеспечить всеми имеющимися в ее распоряжении средствами решение этих основных задач, но не диктовать направление конструирования.

Нельзя увеличивать и роль образования производных машин и их рядов как способа удешевления машин. Эти методы применимы ограниченно и по эффективности уступают другим методам (автоматизации и механизации производства, сокращению числа типоразмеров машин и др.).

Неправильно считать способность машины к образованию производных машин и рядов признаком технологичности конструкции, хотя бы потому, что этот способ применим не ко всем машинам. Странно было бы, например, считать нетехнологичной конструкцию крупной тепловой машины, например мощной паровой турбины, только потому, что на базе ее конструкции нельзя создать производный ряд.

УМЕНЬШЕНИЕ НОМЕНКЛАТУРЫ ОБЪЕКТОВ ПРОИЗВОДСТВА

Сокращение номенклатуры объектов производства на основе рационального выбора их типажа повышает серийность выпуска, расширяет возможности механизации и автоматиза-

дии производства и внедрения прогрессивных методов изготовления с соответствующим увеличением производительности, уменьшением стоимости продукции и повышением ее качества. Устраняется распыливание средств на выпуск машин малыми сериями, облегчаются эксплуатация, ремонт и снабжение запасными частями, создаются предпосылки централизованного и рентабельного изготовления запасных частей.

Задача сокращения номенклатуры и числа объектов производства решается следующими основными способами:

созданием параметрических рядов машин с рационально выбранными интервалами между каждой из них;

увеличением универсальности машин, т. е. расширением круга выполняемых ими операций;

заложением в конструкцию резервов развития и последовательным использованием этих резервов по мере роста потребностей народного хозяйства.

Все способы можно сочетать как один с другим, так и со способами унификации. Например, возможно параллельное создание унифицированных и параметрических рядов поршневых двигателей; унифицированные ряды состоят из двигателей с одинаковыми цилиндрами, но с различным их числом и расположением; параметрические ряды — из двигателей с тем же числом и расположением цилиндров, но с другим диаметром последних.

Параметрические ряды

Параметрическими называют ряды машин одинакового назначения с регламентированными конструкцией показателями и градациями показателей. Во многих случаях целесообразно положить в основу ряда единый тип машины, получая необходимые градации изменением ее размеров при сохранении геометрического подобия модификаций ряда. Такие ряды называют размерно-подобными или просто размерными.

В других случаях целесообразно установить для каждой градации свой тип машин со своими размерами. Такие ряды называют типоразмерными.

Примером могут служить судовые двигатели. При малых мощностях целесообразно применять четырехтактные двигатели внутреннего сгорания; при средних и больших мощностях — двухтактные, обладающие при равной мощности меньшими габаритами и массой, или газотурбинные, способные к еще большей концентрации мощности.

В смешанных рядах одни модификации ряда делают однотипными и геометрически

подобными, другие создают на основе иных типов.

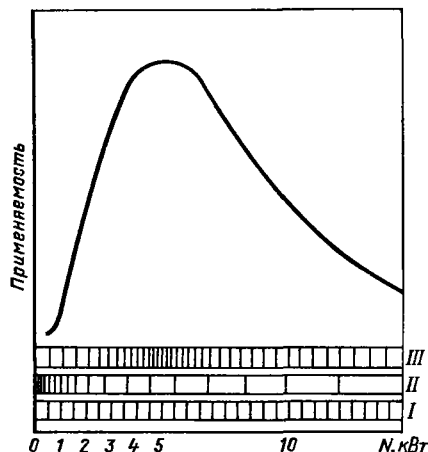
Применение разных типов (случай типоразмерных и смешанных рядов) не снижает эффективности метода параметрических рядов, так как экономический эффект параметрических рядов обусловлен сокращением числа моделей. Технологическим выигрышем является централизованное, а следовательно, производительное изготовление машин, обусловленное увеличением масштаба выпуска каждой модели.

Метод параметрических рядов дает наибольший эффект в случае машин массового применения, имеющих большой диапазон изменения показателей.

Главное значение при проектировании параметрических рядов имеет правильный выбор типа машин, числа членов ряда и интервалов между ними. При решении этих вопросов необходимо учитывать степень применяемости различных членов ряда, вероятные в эксплуатации режимы работы, степень гибкости и приспособляемости машин данного класса (возможность варьирования эксплуатационных показателей), возможности их модифицирования, способность образовывать дополнительные производственные машины.

В диапазоне наиболее часто применяемых параметров целесообразно увеличивать число членов ряда; в диапазоне редко применяемых — расширять интервалы между членами ряда.

Приведем пример трехфазных электродвигателей переменного тока. График применяемости этих двигателей имеет вид, показанный на рис. 9. В нижней



- Рис. 9. График применяемости. Ряды: I — арифметический; II — геометрический; III — согласованный с кривой применяемости

части графика схематически показаны градации мощности, получаемые при создании параметрического ряда по арифметической I и геометрической II прогрессиям. Очевидно, что ни тот, ни другой ряд не соответствует кривой применяемости. Частота членов арифметического ряда одинакова как в области большой, так и малой применяемости, что явно не рационально. Частота членов геометрического ряда неоправданно велика в области малых мощностей и недостаточна в области наибольшей применяемости.

Рациональный ряд III разрежен в области наименьшей и сгущен в области наибольшей применяемости. Это позволяет полнее удовлетворить потребности широкого круга потребителей. Дробность мощности двигателей в этой области обеспечивает повышение степени их использования и увеличение косинуса ϕ .

Одним из главных условий реализации экономического эффекта параметрических рядов является длительность их применения. Поэтому при проектировании параметрического ряда следует учитывать современное состояние и перспективы развития машинопотребляющих отраслей народного хозяйства.

Размерно-подобные ряды

Показатели размерно-подобных машин зависят от геометрических размеров машины и от параметров рабочих процессов.

Для сохранения полного подобия машин различных размеров необходимо соблюсти,

во-первых, геометрическое подобие (рис. 10), а во-вторых, подобие рабочего процесса, т. е. обеспечить одинаковость параметров энергетической и силовой напряженности машин в целом и их деталей.

Критерии подобия разработаны для большинства типов машин и рабочих процессов. Например, для двигателей внутреннего сгорания главные условия подобия:

равенство среднего эффективного давления p_e , зависящего от давления и температуры смеси на всасывании;

равенство средней скорости поршня $v = \frac{Sn}{30}$

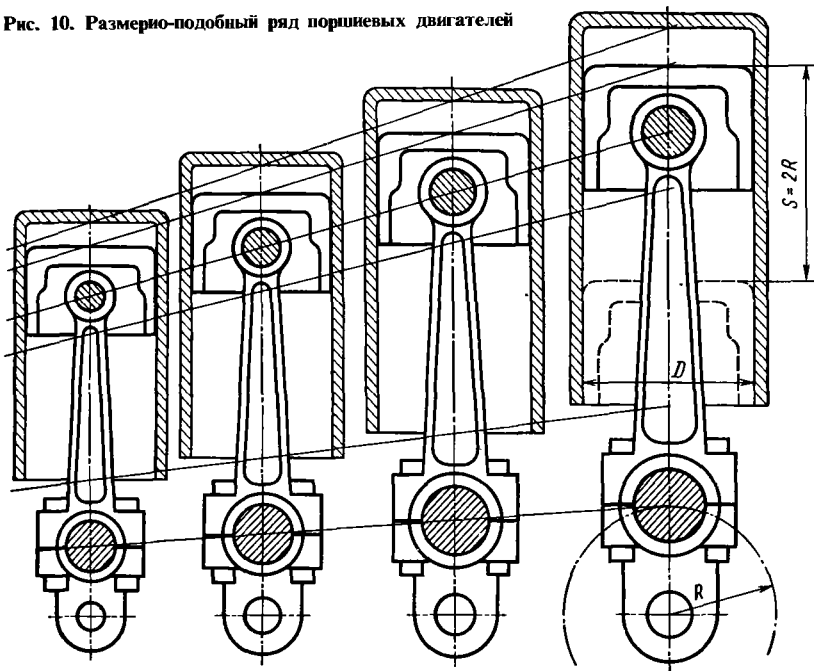
(S — ход поршня; n — частота вращения двигателя) или, что то же самое, равенство произведения Dn (D — диаметр цилиндра, связанный с ходом поршня в геометрически подобных двигателях соотношением $S/D = \text{const}$).

В обобщенном виде

$$\phi(p_e, Dn) = \text{const.} \quad (30)$$

Если этот критерий одинаков, то у всех геометрически подобных двигателей одинаковы термодинамический, механический и эффективный КПД (следовательно, и удельный расход топлива), тепловая напряженность (теплоперепад на единицу охлаждающей поверхности), удельная мощность, напряжения от газовых и инерционных сил, удельные нагрузки на подшипники, конструкционная масса двигателя (масса, отнесенная к сумме квадратов диаметра цилиндра).

Рис. 10. Размерно-подобный ряд поршневых двигателей



При увеличении диаметра цилиндра необходимо для обеспечения постоянства перечисленных показателей снижать или частоту вращения, или среднее эффективное давление. Поэтому эффективная мощность двигателя возрастает пропорционально не кубу, а квадрату диаметра цилиндра. Литровая мощность (мощность, отнесенная к рабочему объему цилиндров) снижается пропорционально диаметру цилиндра, а удельная масса (масса, отнесенная к эффективной мощности) возрастает пропорционально диаметру. С увеличением диаметра цилиндра уменьшается жесткость на изгиб деталей и двигателя в целом.

Следует отметить, что строгое соблюдение геометрического подобия в области малых значений диаметра неосуществимо по условиям изготовления. Минимальные сечения деталей ограничены условиями обеспечения достаточной жесткости при изготовлении (сопротивляемость силам резания), монтаже и транспортировании. Поэтому многие детали малых машин ряда приходится делать более массивными, чем того требуют условия геометрического подобия. Вследствие этого двигатели с малыми цилиндрами имеют повышенную удельную массу, но вместе с тем большую степень надежности, повышенную прочность и жесткость, способность к форсированию наддувом и повышением частоты вращения.

Рассмотренный пример двигателей внутреннего сгорания представляет собой частный случай обширной категории машин, напряженность деталей которых зависит от рабочих давлений и скоростей. Общую закономерность для машин этого класса можно сформулировать следующим образом: напряжения в геометрически подобных конструкциях, работающих при одинаковых давлениях и рабочих скоростях, одинаковы.

Из предыдущего вытекают следующие выводы. Размерно-подобные ряды надо строить на основе главных характеристик (мощности, производительности и т. д.), а не геометрических параметров, так как в силу внутренних законов подобия главные характеристики располагаются по закономерности, отличной от закономерности изменения геометрических характеристик. Последние получаются как производные.

Следует учитывать неизбежное у геометрически подобных машин изменение удельных показателей (например, литровой мощности у двигателей), а также изменение механических показателей (например, жесткости на изгиб).

Универсализация машин

Универсализация преследует цели расширения функций машин, увеличения диапазона выполняемых ими операций, расширения номенклатуры обрабатываемых деталей. Она увеличивает приспособляемость машин к требованиям производства и повышает коэффи-

циент их использования. Главное экономическое значение универсализации заключается в том, что она позволяет сократить число объектов производства. Одна универсальная машина заменяет несколько специализированных, выполняющих отдельные операции.

Расширить функции и области применения машин можно следующими способами: введением дополнительных рабочих органов, приданием сменного оборудования, внедрением регулирования с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых изделий, регулированием главных показателей (частоты вращения, мощности, производительности).

В качестве примера универсализации можно привести продольные строгально-фрезерные станки, совмещающие операции строгания и фрезерования, а также блюминги-слябинги, рассчитанные на выпуск заготовок и для профильного (блюмов), и для листового (слябов) проката.

Универсализации хорошо поддаются многие сельскохозяйственные машины. Придавая базовой машине вспомогательное навесное или прицепное оборудование, можно создать многофункциональную машину с увеличенным сезоном использования.

Приемы универсализации можно проследить на примере автоматических роторных наполнителей, рассчитанных на заполнение тары разного объема.

Первым условием универсализации поршневого наполнителя является создание дозирующего механизма с регулированием дозы в широких пределах. В качестве такого механизма применяют плоскую наклонную шайбу, подвешенную в одной точке; противоположный конец может перемещаться в осевом направлении регулировочным винтовым механизмом. На карусели установлен ряд дозирующих цилиндров, поршни которых при вращении карусели обкатывают шайбу. Разность уровней точки завеса и точки креплений шайбы в регулировочном механизме определяет ход поршней, а следовательно, дозу; регулирование получается бесступенчатым.

Задачу пропуска через машину тары различного диаметра решают применением регулируемых направляющих или сменных механизмов подачи тары на карусель и ее съема с карусели. Пропуск тары различной высоты обеспечивают регулированием высоты расположения карусели, несущей дозирующие органы, или высоты расположения карусельного стола, на котором находится тара.

Заполнение разнородной тары требует различного времени. Поэтому для регулирования частоты вращения карусели в механизм вводят коробку скоростей или бесступенчатый вариатор.

Важно определить целесообразную степень универсализации. Универсальные машины, рассчитанные на слишком большую номенклатуру изделий или диапазон операций, сложны по конструкции, громоздки и неудобны в обслуживании. Иногда целесообразнее создавать

ряд машин, каждая из которых имеет умеренную степень универсализации. В целом ряд охватывает всю необходимую номенклатуру.

В других случаях универсальные машины можно дополнить двумя-тремя специализированными машинами, предназначенными для изделий, резко отличающихся по габаритам или конфигурации от основного типа изделий.

Последовательное развитие машин

Придание машине резервов развития позволяет систематически совершенствовать машину и поддерживать ее показатели на уровне возрастающих требований техники. Метод развития избавляет от необходимости периодической замены устаревающих моделей, обеспечивает на долгие годы стабильный выпуск одной конструкции, дает большой экономический эффект и является одним из главных способов снижения стоимости машиностроительной продукции.

Резервы, закладываемые в конструкцию, зависят от назначения машины. У тепловых машин исходная модель должна обладать резервом рабочего объема, ресурсами увеличения частоты вращения и улучшения теплового процесса. Машины-орудия, для которых на первом плане стоит производительность, должны иметь ресурсы повышения быстроходности, увеличения объема и диапазона выполняемых операций.

Во всех случаях следует обеспечить запасы прочности и жесткости исходной модели. Это не значит, что базовая модель должна иметь большую массу. Важно усилить наиболее нагруженные детали и узлы.

Огромное значение имеет рациональность силовой схемы машины, определяющая общую, присущую конструкции способность к форсированию.

Совершенствование машин нередко требует последующего введения дополнительных агрегатов (редукторов, коробок скоростей, средств автоматизации). Необходимо обеспечить их установку без ломки конструкции машины, оставляя для них место и в некоторых случаях заранее предусматривая привалочные поверхности и крепежные точки.

Наряду с использованием исходных резервов следует непрерывно совершенствовать машину, пользуясь появляющимися с течением времени технологическим и конструктивными приемами и добиваясь снижения массы, энергоемкости, повышения надежности, степени автоматизации, увеличения удобства обслуживания.

Примером описываемого направления является отечественный авиационный двигатель АМ-34, ко-

торый просуществовал в общей сложности 15 лет и благодаря непрерывной модернизации оставался на каждом этапе лучшим в мире авиационным двигателем своего класса. За это время мощность его была повышена с 800 до 1800 л. с. за счет применения наддува, повышения частоты вращения, использования высокооктанового, устойчивого против детонации топлива. Срок службы возрос с 200 до 1000 ч. В результате совершенствования двигатель последней модели сохранял мощность на высотах до 6000 м. КПД винтомоторной установки был повышен в результате применения редуктора частоты вращения и винта с изменяемым шагом. Масса двигателя вследствие введения дополнительных агрегатов (нагнетателя и редуктора) несколько увеличилась; однако удельная масса снизилась почти вдвое (с 0,9 до 0,5 кг/э. л. с.). Это было достигнуто за счет запаса рабочего объема, заложенных в исходную модель, и систематической модернизации двигателя без изменения основной конструкции и исходных геометрических параметров.

Наряду с модернизацией, осуществляемой заводом-изготовителем, возможно использование резервов, заложенных в машину, а также в промышленности, эксплуатирующей данные машины.

Металлорежущие станки с повышенной прочностью, жесткостью и вибростойкостью оказались возможным без переделок использовать для новых методов скоростного и силового резания. Станки малой жесткости в новых условиях пришлось реконструировать.

Метод резервов и последовательного развития машины, в отличие от других рассмотренных выше методов снижения стоимости машиностроительной продукции, универсален и применим ко всем категориям и классам машин, в том числе и уникальным.

РЯДЫ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ

Основной стандартизации являются ряды чисел, подчиняющихся определенным закономерностям. В арифметических рядах каждый член образуется прибавлением к предыдущему члену постоянного числа (*разность прогрессии*) t .

Величина любого члена ряда $a_k = a_0 + kt$, где k — порядковый номер члена; a_0 — первый член ряда, которому присваивается нулевой номер.

На рис. 11, а показаны арифметические ряды с $a_0 = 10$, $t = 10 \div 1$ в диапазоне $k = 0 \div 30$. При $t = 5$ арифметический ряд в диапазоне наиболее употребительных в машиностроении диаметров $D = 10 \div 100$ мм следующий: 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; ...; 100.

Арифметические ряды отличаются относительной неравномерностью. Их верхние области больше насыщены градациями размеров,

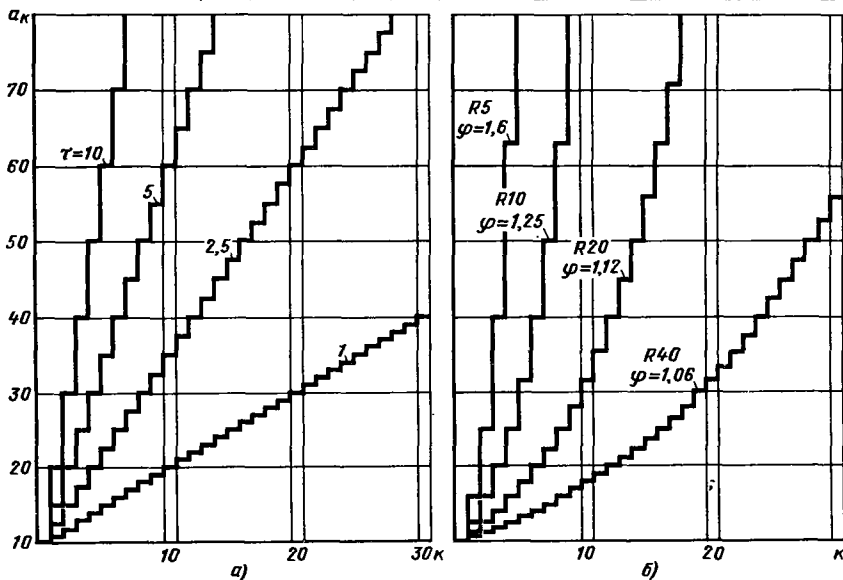


Рис. 11. Арифметические (а) и геометрические (б) ряды (k – порядковый номер членов ряда)

а нижние – меньше. Отношение каждого члена ряда к предыдущему имеет большое значение для первых членов ряда и резко уменьшается в верхних областях ряда.

Неравномерность можно отчасти исправить изменением величины τ для различных областей ряда. Так, для приведенного выше ряда в диапазонах $D < 20$, $D = 20 \div 50$ и $D = 50 \div 100$ мм можно принять соответственно $\tau = 2,5$; 5 и 10. Тогда получается ряд 10; 12,5; 15; 17,5; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 60; 70; 80; 90; 100 с более равномерной градацией размеров.

В рядах, построенных по принципу геометрической прогрессии, каждый член ряда получается умножением предыдущего члена на постоянную величину φ (знаменатель прогрессии).

Основные ряды. ГОСТ 8032–84 устанавливает пять рядов предпочтительных чисел¹ со знаменателем прогрессии $\varphi = \sqrt[n]{10}$. Степени n корня приняты равными 5, 10, 20, 40 и 80. Эти числа вместе с буквой R составляют обозначение ряда:

Любой член ряда $a_k = a_0 \varphi^k$, где k – порядковый номер члена; a_0 – первый член ряда, которому присваивают нулевой номер.

С уменьшением φ интервалы между членами ряда уменьшаются, число членов ряда возрастает; ряд получается более дробным (рис. 11, б).

Основные ряды предпочтительных чисел в диапазоне 1–10:

- $R\ 5$: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10.
- $R\ 10$: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10.
- $R\ 20$: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10.
- $R\ 40$: 1; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25; 1,32; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,12; 2,24; 2,36; 2,5; 2,65; 2,8; 3; 3,15; 3,35; 3,55; 3,75; 4; 4,25; 4,5; 4,75; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10.
- $R\ 80$: 1; 1,03; 1,06; 1,08; 1,12; 1,15; 1,18; 1,2; 1,25; 1,28; 1,36; 1,4 и т. д.

Численные значения членов всех рядов округлены с погрешностью не более $\pm 1\%$. Каждый более низкий ряд получается изъятием членов через один из ближайшего более высокого ряда.

Ряды	$R5$	$R10$	$R20$	$R40$	$R80$
φ	$\sqrt[5]{10} \approx 1,6$	$\sqrt[10]{10} \approx 1,25$	$\sqrt[20]{10} \approx 1,12$	$\sqrt[40]{10} \approx 1,06$	$\sqrt[80]{10} \approx 1,03$

¹ Правильнее был бы термин «предпочтительные ряды чисел».

Производные ряды. Из основных рядов можно получить геометрические ряды для любого

диапазона чисел, т. е. с любым значением начального и конечного членов. В соответствии с основным законом образования геометрических прогрессий производные ряды получают умножением первого члена нового ряда на числа любого из основного ряда (R_5 , R_{10} и т. д.) вплоть до получения значения 10а, которое, в свою очередь, умножают на числа того же основного ряда и т. д.

Для примера приводим производный ряд с диапазоном 1—1000 на основе ряда R_5 : 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000.

Ряды на основе геометрической прогрессии можно разделить путем отбора m -х членов (m — порядковый номер, кратный любому целому числу). В результате образуется новый ряд со знаменателем φ^m . Примером такого разрезания являются основные ряды предпочтительных чисел.

Ряды R_{20} ($\varphi^m = 1,06^2 = 1,12$), R_{10} ($\varphi^m = 1,06^4 = 1,25$), R_5 ($\varphi^m = 1,06^8 = 1,6$) получают отбором из ряда R_{40} ($\varphi = 1,06$) всех членов с порядковыми номерами, кратными соответственно 2, 4, 8. Отбором из ряда R_{40} членов с порядковыми номерами, кратными 3, 6, 9, можно получить соответственно ряды со знаменателями:

$$\varphi^m = 1,06^3 = 1,19; \quad \varphi^m = 1,06^6 = 1,41; \quad \varphi^m = 1,06^9 = 1,68.$$

Образование производных рядов возможно и другими способами. При возведении членов геометрической прогрессии в любую степень получают новую прогрессию, но с иным знаменателем. Так, при возведении членов ряда R_5 в квадрат получают прогрессию со знаменателем 2,56; 1; 2,56; 6,25; 16; 39,7; 100.

Таким образом, если линейные размеры ряда деталей образуют геометрическую прогрессию, то значения сечений, объемов, массы, моментов сопротивления и моментов инерции сечений также образуют геометрические прогрессии, но с иными знаменателями и иными первыми и последними членами.

Нормальные линейные размеры. На базе основных рядов разработаны ряды нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636—69) с несколько большим округлением чисел по сравнению с основными. В отличие от основных ряды нормальных размеров обозначают буквой a :

$R_a 5$: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100.

$R_a 10$: 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 80; 100.

$R_a 20$: 0,1; 0,11; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,2; 0,22; 0,25; 0,28; 0,32; 0,36; 0,4; 0,45; 0,5; 0,56; 0,63; 0,71; 0,8; 0,9; 1 и т. д. с повышением цифр на один порядок.

$R_a 40$: 0,1; 0,105; 0,11; 0,115; 0,12; 0,13; 0,14; 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,19; 0,2; 0,21; 0,22; 0,24; 0,25;

0,26; 0,28; 0,3; 0,32; 0,34; 0,36; 0,38; 0,4; 0,42; 0,45; 0,48; 0,5; 0,53; 0,56; 0,6; 0,63; 0,67; 0,71; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5 и т. д.

ГОСТ 6636—69 охватывает линейные размеры в интервале 0,001—20000 мм.

Применение стандартных линейных размеров целесообразно для поверхностей, подвергаемых точной механической обработке, особенно для посадочных поверхностей, что способствует стандартизации режущего, контрольного и мерительного инструмента и облегчает настройку станков.

Главный экономический выигрыш получает при сокращении числа членов рядов, т. е. при применении в каждом отдельном случае наиболее низкого ряда, обеспечивающего нужный диапазон размеров и, следовательно, сокращение номенклатуры инструмента.

Меньшее значение имеют нормальные размеры для поверхностей, не нуждающихся в точной координации.

На основании нормальных линейных размеров устанавливают ряды диаметров проволоки, прутков, толщины листового проката, линейных размеров сечений фасонного проката.

Применять стандартные ряды для осевых размеров и для размеров необрабатываемых поверхностей (литье, штамповка) нерационально. В этих случаях даже частичная стандартизация размеров, не давая никаких реальных преимуществ, только усложняет процесс проектирования и изготовления деталей.

Ряды предпочтительных чисел при конструировании. Значение рядов предпочтительных чисел для конструирования не следует переоценивать. Некоторые конструкторы считают необходимым применять ряды предпочтительных чисел для стандартизации и для всех областей конструирования. Это неверно.

Ряды предпочтительных чисел целесообразно использовать в случаях, когда требуется создавать ряд градаций какого-либо параметра с равномерной насыщенностью градаций во всех частях ряда (например, передаточных отношений в коробках передач и подач металлорежущих станков).

Однако равномерное распределение градаций не всегда является наиболее рациональным. Правильнее при нормировании технических параметров исходить из плотности распределения примененности данного параметра.

В качестве примера на рис. 12 приведен график примененности модулей зубьев в общем машиностроении. Как видно, 90% всех применяемых колес имеют модуль в пределах $m = 1 \div 5$ мм. Максимум примененности приходится на колеса с модулем 2—3 мм. В данном случае целесообразно увеличить

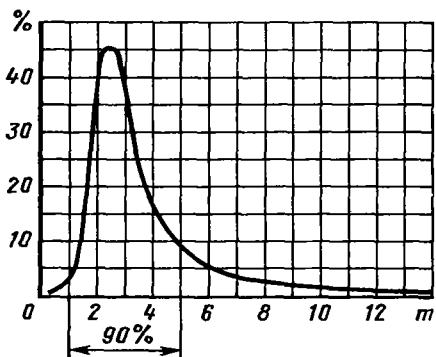


Рис. 12. Применяемость модулей зубьев

число градаций в области наибольшей применимости и сократить число градаций для редко применяемых модулей. В других отраслях машиностроения (приборостроение, тяжелое машиностроение) соотношения могут быть иными. В каждой отрасли можно установить плотность распределения применимости и соответственно выбрать градации стандартных модулей. Такой же дифференцированный подход в сущности необходим и для других нормируемых в машиностроении параметров (размеры посадочных диаметров, резьб и др.).

Ряды предпочтительных чисел неприменимы для создания унифицированных рядов машин с повторяющимися рабочими органами. Параметры унифицированных рядов складываются по другим законам, зависящим от реальных возможностей сочетания унифицированных органов и условий технической применимости членов ряда, и не могут уложиться в геометрическую прогрессию.

Параметрические ряды необходимо строить с учетом применимости различных категорий машин, степени их гибкости и т. д. Формальное применение геометрических прогрессий может привести к большим ошибкам.

Неприменимы ряды предпочтительных чисел и для определения параметров прогрессивно развиваемых и модернизируемых машин, параметры которых на каждой стадии зависят от технических возможностей и потребностей соответствующих отраслей народного хозяйства. Так, мощность тепловых машин зависит от их начальных параметров (давления и температуры) и частоты вращения. Ни один из этих параметров невозможно произвольно увеличить. В некоторых случаях они имеют оптимальное значение (например, степень сжатия в газовых турбинах) изменение которого ухудшает показатели машины. Увеличение температуры и частоты вращения возможно только на базе технических усовершенствований (повышения жаро-

прочности материалов, улучшения охлаждения термически напряженных деталей). Результаты этих поисковых работ невозможно уложить в ряды предпочтительных чисел.

Общий вывод состоит в том, что параметры стандартных элементов следует выбирать не на основе априорных закономерностей, а исходя из конкретных условий их применимости.

ОБЩИЕ ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

При создании машин рекомендуется придерживаться следующих правил:

подчинять конструирование задаче увеличения экономического эффекта, определяемого в первую очередь полезной отдачей машины, ее долговечностью и эксплуатационными расходами за весь период использования машины;

добиваться максимального повышения полезной отдачи путем увеличения производительности машин и объема выполняемых ими операций;

добиваться всемерного снижения расходов на эксплуатацию машин уменьшением энергопотребления, стоимости обслуживания и ремонта;

максимально увеличивать степень автоматизации машин с целью увеличения производительности, повышения качества продукции и сокращения расходов на труд;

всемерно увеличивать долговечность машин как средство повышения фактической численности машинного парка и увеличения их суммарной полезной отдачи;

предупреждать техническое устаревание машин, обеспечивая их длительную применимость, закладывая в них высокие исходные параметры и предусматривая резервы развития и последовательного совершенствования; закладывать в машины предпосылки интенсификации их использования в эксплуатации путем повышения универсальности и надежности;

предусматривать возможность создания производных машин с максимальным использованием конструктивных элементов базовой машины;

стремиться к сокращению числа типоразмеров машин, добиваясь удовлетворения потребностей народного хозяйства минимальным числом моделей путем рационального выбора их параметров и повышения эксплуатационной гибкости;

стремиться к удовлетворению потребностей народного хозяйства минимальным выпуском машин путем увеличения полезной отдачи и долговечности машин;

конструировать машины с расчетом на безремонтную эксплуатацию с полным устранением капитальных ремонтов и с заменой восстановительных ремонтов комплектацией машин сменными узлами;

избегать выполнения трущихся поверхностей непосредственно на корпусах деталей; для облегчения ремонта поверхности трения выполнять на отдельных, легко заменяемых деталях;

последовательно выдерживать принцип агрегатности; конструировать узлы в виде независимых агрегатов, устанавливаемых на машину в собранном виде;

исключать подбор и пригонку деталей при сборке; обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей;

исключать операции выверки, регулирования деталей и узлов по месту; предусматривать в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие правильную установку деталей и узлов при сборке;

обеспечивать высокую прочность деталей и машины в целом способами, не требующими увеличения массы (придание деталям рациональных форм с наилучшим использованием материала, применение материалов повышенной прочности, введение упрочняющей обработки);

уделять особое внимание повышению циклической прочности деталей; придавать деталям рациональные по сопротивлению усталости формы; уменьшать концентрацию напряжений; вводить упрочняющую обработку;

в машины, узлы и механизмы, работающие при циклических и динамических нагрузках, вводить упругие элементы, смягчающие толчки и колебания нагрузки;

придавать конструкциям высокую жесткость целесообразными, не требующими увеличения массы способами (применение пустотелых и оболочковых конструкций; блокирование деформаций поперечными и диагональными связями; рациональное расположение опор и ребер жесткости);

всемерно увеличивать эксплуатационную надежность машин, добиваясь по возможности полной безотказности их действия;

делать машины простыми в обслуживании; сокращать объем операций обслуживания, устранять периодические регулировки, выполнять механизмы в виде самообслуживающихся агрегатов;

предупреждать возможность перенапряжения машины в эксплуатации; вводить автоматические регуляторы, предохранительные и предельные устройства, исключющие возможность эксплуатации машины на опасных режимах;

устранять возможность поломок и аварий в результате неумелого или небрежного обращения с машиной; вводить блокировки, предупреждающие возможность неправильного манипулирования органами управления; максимально автоматизировать управление машиной;

исключать возможность неправильной сборки деталей и узлов, нуждающихся в точной координации одного относительно другого; вводить блокировки, допускающие сборку только в нужном положении;

устранять периодическую смазку; обеспечивать непрерывную автоматическую подачу смазочного материала к трущимся соединениям;

избегать открытых механизмов и передач; заключать механизмы в закрытые корпуса, предотвращающие проникновение грязи, пыли и влаги на трущиеся поверхности и позволяющие организовать непрерывную смазку;

обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самоотвинчивания; внутренние соединения фиксировать методами позитивного стопорения (шплинты, отгибные шайбы);

предупреждать коррозию деталей, в особенности у машин, работающих на открытом воздухе или соприкасающихся с химически активными средами, применением стойких лакокрасочных и гальванических покрытий и изготовлением деталей из коррозионно-стойких материалов;

уменьшать стоимость изготовления машин путем придания конструкциям технологичности, унификации, стандартизации, уменьшения металлоемкости, сокращения числа типоразмеров машин;

уменьшать массу машин путем увеличения компактности конструкций, применения рациональных кинематических и силовых схем, устранения невыгодных видов нагружения, замены изгиба растяжением-сжатием, а также путем применения легких сплавов и неметаллических материалов;

всемерно упрощать конструкцию машин; избегать сложных многодетальных конструкций;

заменять во всех случаях, где это возможно, механизмы с прямолинейным поступательно-возвратным движением более выгодными механизмами с вращательным движением;

обеспечивать максимальную технологичность деталей, узлов и машины в целом, закладывая в конструкцию предпосылки наиболее производительного изготовления и сборки;

сокращать объем механической обработки, предусматривая изготовление деталей из заго-

товок с формой, близкой к окончательной форме изделия; заменять механическую обработку более производительными способами обработки без снятия стружки;

осуществлять максимальную унификацию элементов конструкции с целью удешевления машины, сокращения сроков ее изготовления, доводки, а также с целью облегчения эксплуатации и ремонта;

всемерно расширять применение стандартных деталей; соблюдать действующие стандарты;

не применять оригинальных деталей и узлов там, где можно обойтись стандартными, унифицированными, заимствованными и покупными деталями и узлами;

экономить дорогостоящие и дефицитные материалы, применяя их полноценные заменители; при необходимости применения дефицитных материалов сводить их расход к минимуму;

стремясь, как общее правило, к дешевизне изготовления, не ограничивать затраты на изготовление деталей, ключевых для надежности машины; выполнять такие детали из качественных материалов, применять для их изготовления технологические процессы, обеспечивающие наибольшее повышение надежности и срока службы;

придавать машине простые и гладкие внешние формы, облегчающие уход за машиной и ее содержание;

соблюдать требования технической эстетики, придавая машинам стройные архитектурные формы; улучшать внешнюю отделку машин;

сосредотачивать органы управления и контроля по возможности в одном месте, удобном для обзора и манипулирования;

делать доступными и удобными для осмотра узлы и механизмы, нуждающиеся в периодической проверке;

обеспечивать безопасность обслуживающего персонала; предупреждать возможность несчастных случаев путем максимальной авто-

матизации рабочих операций, введения блокировок, применения закрытых механизмов и установки защитных ограждений;

в машинах-орудиях и автоматах обеспечивать возможность регулирования и наладки механизмами ручного прокручивания, медленного пророчаривания от приводного двигателя (с реверсом, если того требуют условия наладки);

в машинах с приводом от электродвигателя учитывать возможность неправильного включения двигателя, а в машинах с приводом от двигателя внутреннего сгорания — обратных вспышек; обеспечивать возможность реверсной работы машины или вводить предохранительные устройства (обгонные муфты);

тщательно изучать опыт эксплуатации машин и оперативно вводить в конструкцию исправления дефектов, обнаруживающихся в эксплуатации; изучение эксплуатации является лучшим средством совершенствования и доводки машин и эффективным способом повышения квалификации конструктора;

непрерывно совершенствовать конструкцию машин, находящихся в серийном производстве, поддерживая их на уровне возрастающих требований промышленности;

обеспечивать конструктивный задел, подготавливая выпуск новых машин с более высокими показателями на смену устаревающим;

изучать тенденции развития отраслей народного хозяйства, использующих проектируемые машины; вести перспективное проектирование, рассчитанное на удовлетворение дальних запросов машинопотребителей;

при проектировании новых конструкций, а также машин, предназначенных для новых технологических процессов, проверять все новые элементы с помощью эксперимента, моделирования, заблаговременного изготовления и испытания узлов;

шире использовать опыт исполненных конструкций, опыт смежных, а в нужных случаях и отдаленных по профилю отраслей машиностроения.

2. МЕТОДИКА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Исходными материалами для проектирования могут быть следующие:

техническое задание, выдаваемое планирующей организацией или заказчиком, и определяющие параметры машин, область и условия ее применения;

техническое предложение, выдвигаемое в инициативном порядке проектной организацией или группой конструкторов;

научно-исследовательская работа или созданный на ее основе экспериментальный образец;

изобретательское предложение или созданный на его основе экспериментальный образец;

образец зарубежной машины, подлежащий копированию или воспроизведению с изменениями.

Первый случай наиболее общий; на нем удобнее всего проследить процесс проектирования. К техническим заданиям необходимо подходить критически. Конструктор должен хорошо знать отрасль промышленности, для которой проектируют машину. Он обязан проверить задание и в нужных случаях обоснованно доказать необходимость его корректирования.

Критический подход особенно необходим в тех случаях, когда заказчиком являются отдельные заводы или, отрасль промышленности. В последнем случае наряду с удовлетворением требований заказчика целесообразно обеспечить также возможность применения машины на других заводах и в смежных отраслях промышленности.

Не всегда учитывают то обстоятельство, что с момента начала проектирования до срока внедрения машины в промышленность проходит определенный период, как правило, тем более длительный, чем сложнее машина. Этот период складывается из следующих этапов: проектирования, изготовления, заводской отладки и доводки опытного образца, промышленных испытаний, внесения выявившихся в ходе испытаний изменений, государственных испытаний и приемки опытного образца. Далее следует изготовление технической документации головной серии, изготовле-

ние головной серии и ее промышленные испытания. Вслед за этим разрабатывают серийную документацию, готовят производство к серийному выпуску и, наконец, организуют серийный выпуск.

В лучшем случае при отсутствии крупных неполадок и осложнений этот процесс длится полтора-два года. Иногда между началом проектирования и началом широкого выпуска машин проходят два-три года и больше. При современных темпах технического прогресса в машиностроении это большой срок.

Машины с неправильно выбранными заниженными параметрами, основанные на шаблонных решениях, не обеспечивающие технического прогресса, несовместимые с новыми представлениями о роли качества и надежности, устаревают уже к началу серийного выпуска. Работа, затраченная на проектирование, изготовление и доводку образца, оказывается напрасной, а промышленность не получает нужной машины.

КОНСТРУКТИВНАЯ ПРЕЕМСТВЕННОСТЬ

Конструктивная преемственность — это использование при проектировании предшествующего опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей, введение в проектируемый агрегат всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин¹. Почти каждая современная машина представляет собой итог работы конструкторов нескольких поколений. Начальную модель машины постепенно совершенствуют, снабжают новыми узлами и агрегатами, обогащают новыми конструктивными решениями, являющимися плодом творческих усилий и изобретательности последующих поколений конструкторов. Некоторые конструктивные решения с появлением более рациональных решений, новых техноло-

¹ Некоторые специалисты применяют термин конструктивной преемственности для обозначения общего направления типизации, унификации, создания стандартных рядов и т. п., что не соответствует его смысловому содержанию.

гических приемов, с повышением эксплуатационных требований отмирают, другие оказываются исключительно живучими и сохраняются длительное время в таком или почти таком виде, какой им придали создатели.

С течением времени повышаются технико-экономические показатели машин, возрастают их мощность и производительность, увеличивается степень автоматизации, эксплуатационная надежность, появляются новые машины одинакового назначения, но принципиально иных конструктивных схем. В соревновании побеждают наиболее прогрессивные и конкурентоспособные конструкции.

Изучая историю развития любой отрасли машиностроения, можно обнаружить огромное многообразие перепробованных схем и конструктивных решений. Многие из них, исчезнувшие и основательно забытые, возрождаются через десятки лет на новой технической основе и снова получают путевку в жизнь. Изучение истории позволяет избежать ошибок и повторения пройденных этапов и вместе с тем наметить перспективы развития машин.

Полезно составлять графики, отображающие изменения по годам главных параметров машин (мощность, производительность, масса и т. д.).

Тенденции конструктивного оформления очень выразительно характеризуют графики, показывающие в процентах частоту встречаемости по годам различных конструктивных решений. Анализ таких графиков и их экстраполяция позволяют составить довольно четкое представление о том, каковы будут параметры машин и их конструкция через несколько лет.

Особенно важно изучение исходных материалов при разработке новой конструкции. Основная задача заключается в правильном выборе параметров машины. Частые конструктивные ошибки исправимы в процессе изготовления и доводки машины. Ошибки же в параметрах и в основном замысле машины не поддаются исправлению и нередко ведут к провалу конструкции. На этом этапе не следует падать ни времени, ни усилий на изыскания. Здесь более чем где-либо действительно правило: «Семь раз отмерь, один раз отрежь».

Выбору параметров должно предшествовать полное исследование всех факторов, определяющих конкурентоспособность машины. Необходимо изучить опыт выполненных зарубежных и отечественных машин, провести сравнительный анализ их достоинств и недостатков, выбрать правильный аналог и прототип, выяснить тенденции развития и потребности данной отрасли машиностроения.

Важным условием правильного проектирования является наличие фонда справочного конструктивного материала. Помимо архивов

собственной продукции конструкторские организации должны иметь альбомы конструкций смежных организаций. Обязательно систематическое углубленное изучение отечественной и зарубежной периодической литературы и патентов.

Публикации в зарубежной литературе часто бывают завуалированными, по присущему капиталистическому хозяйству стремлению охранять фирменные секреты. Конструктор должен уметь читать между строк. Иногда короткое сообщение содержит многозначительные намеки на готовящиеся крупные нововведения в данной отрасли машиностроения.

Конструктор должен быть в курсе поисковых и перспективных работ, проводимых научно-исследовательскими институтами в данной отрасли машиностроения.

Наряду с изучением опыта той отрасли машиностроения, в которой работает данная конструкторская организация, следует использовать опыт других смежных и даже отдаленных по профилю отраслей машиностроения. Это расширяет кругозор конструктора и обогащает арсенал его конструкторских средств. Особенно полезно изучать опыт передовых отраслей машиностроения, где конструкторская и технологическая мысль, побуждаемая высокими требованиями к качеству продукции (авиация) и массовости изготовления (автотракторостроение), непрерывно создает новые конструктивные формы, способы повышения прочности, надежности, долговечности и приемы производительного изготовления.

Использование накопленного опыта позволяет решить частные задачи, возникающие при проектировании. Иногда конструктор пытается создать какой-либо специализированный узел или агрегат, новый для конструкции данной машины, тогда как подобные узлы давно разработаны в других отраслях машиностроения и апробированы длительной эксплуатацией.

Все сказанное выше можно резюмировать образной формулой: при создании новой машины конструктор должен *смотреть вперед, оглядываться назад и озираться по сторонам*.

Направление конструктивной преемственности не означает ограничения творческой инициативы. Проектирование каждой машины представляет огромное поле деятельности для конструктора. Только не следует изобретать уже изобретенное и не забывать правило, сформулированное еще в начале XX века Гюльднером: «Weniger erfinden, mehr konstruieren» (меньше изобретать, больше конструировать).

Процесс постоянного совершенствования машин под влиянием возрастающих требова-

ний промышленности находит отражение в выработке школы конструирования и склада конструкторского мышления. Стремление к совершенствованию конструкции входит в плоть и кровь конструктора и становится его потребностью. Истинный конструктор заявлен волей к преодолению трудностей. Он получает полное удовлетворение только в том случае, если находит, иногда после настойчивых исканий, срывов и ошибок, наиболее совершенное решение, способствующее прогрессу машиностроения.

Конструктор должен постоянно работать над собой, непрерывно обогащать и пополнять запас конструктивных решений. Опытный конструктор всегда подметит и мысленно «фотографирует» интересные конструктивные решения даже на чуждых по профилю машинах, на любой попадающей в поле его зрения машине.

Конструктор должен хорошо знать новейшие технологические процессы, в том числе физические, электрофизические и электрохимические способы обработки (электроискровую, электронно-лучевую, лазерную, ультразвуковую, размерное электрохимическое травление, обработку взрывом, электрогидравлическим ударом, электромагнитным импульсом и т. д.). Иначе он будет стеснен в выборе рациональных форм деталей и не сможет заложить в конструкцию условия производственного изготовления.

ИЗУЧЕНИЕ СФЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ МАШИН

Развитие машиностроения неразрывно связано с развитием машинопотребляющих отраслей народного хозяйства. В промышленности происходит процесс непрерывного совершенствования: растет объем продукции, сокращается производственный цикл, появляются новые технологические процессы, меняются компоновка линий, состав и расстановка оборудования, непрерывно повышается уровень механизации и автоматизации производства. Соответственно возрастают требования к показателям машин, их производительности, степени автоматизации. Некоторые машины с появлением новых технологических процессов становятся ненужными. Возникает необходимость создания новых машин или коренного изменения старых.

Иногда эти перемены бывают очень крупными и затрагивают многие классы машин. Так, введение прогрессивного процесса непрерывной разливки стали означает отмирание или во всяком случае сокращение применяемости таких сложных и металлоемких машин, как блюминги и слябинги (бесслитковый прокат). Развитие конверторного производства стали с кислородным дутьем вызовет снижение применяемости мартеновских печей, если только последние, в свою очередь, не подвергнутся коренным усовер-

шенствованиям. Появление магнитогазодинамических генераторов, непосредственно преобразующих тепловую энергию в электрическую, приведет к исчезновению электрогенераторов и значительному сокращению использования тепловых двигателей.

Проектированию машин, предназначенных для определенной отрасли промышленности, должно предшествовать тщательное изучение этой отрасли, динамики ее количественного и качественного развития, потребностей в данной категории машин и вероятности появления новых технологических процессов и методов производства.

Конструктор должен хорошо знать специфику этой отрасли и условия эксплуатации машин. Лучшие конструкторы, по наблюдениям автора, это те, которые прошли школу производства и сочетают конструкторские способности со знанием условий эксплуатации объектов проектирования.

При выборе параметров машины необходимо учитывать конкретные условия ее применения. Нельзя, например, произвольно увеличивать производительность машины, не учитывая производительности смежного оборудования. В некоторых случаях машины с повышенной производительностью могут оказаться в эксплуатации недогруженными и будут больше простаивать, чем работать. Это снижает степень их использования и уменьшает экономический эффект.

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ

При выборе параметров машины, основной схемы и типа конструкции в центре внимания должны быть факторы, определяющие экономическую эффективность машины: высокая полезная отдача, малые энергопотребление и расходы на обслуживание, низкая стоимость эксплуатации и длительный срок применения. Схему машины обычно выбирают путем параллельного анализа нескольких вариантов, которые подвергают тщательной сравнительной оценке со стороны конструктивной целесообразности, совершенства кинематической и силовой схем, стоимости изготовления, энергоемкости, расхода на рабочую силу, надежности действия, габаритов, металлоемкости и массы, технологичности, степени агрегатности, удобства обслуживания, сборки-разборки, осмотра, наладки, регулирования.

Следует выяснить, в какой мере схема обеспечивает возможность последующего развития, форсирования и совершенствования машины, образования на базе исходной модели производных машин и модификаций.

Не всегда удается даже при самых тщательных поисках найти решение, полностью

отвечающее поставленным требованиям. Безупречный во всех отношениях вариант в конструкторской практике — редкая удача. Дело порой не в недостатке изобретательности, а в противоречивости выдвигаемых требований. В таких случаях приходится идти на компромиссное решение и поступаться некоторыми из них, не имеющими первостепенного значения в данных условиях применения машины. Нередко надо выбирать вариант, не столько имеющий наибольшие достоинства, сколько обладающий наименьшими недостатками.

После выбора схемы и основных показателей агрегата разрабатывают компоновку, на основе которой составляют эскизный, технический и рабочий проекты.

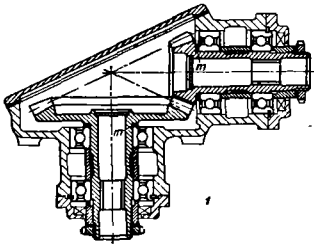
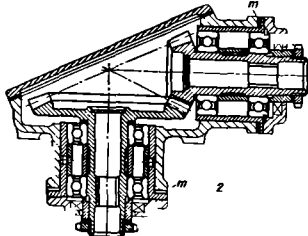
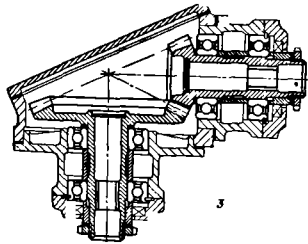
Разработка вариантов — дело не индивидуальной привычки или наклонностей конструктора, а закономерный метод проектирования, помогающий отыскать наиболее рациональное

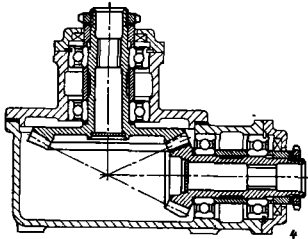
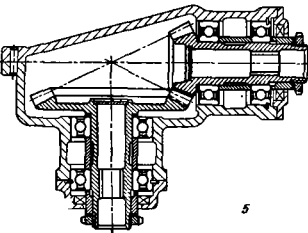
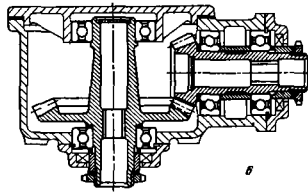
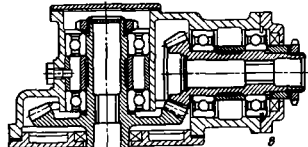
решение. В качестве примера разработки и сравнительного анализа вариантов приведем часто встречающийся в машиностроении узел редуцирующей конической зубчатой передачи (табл. 2).

Для упрощения не рассмотрены возможные конструктивные варианты подвода и отбора крутящего момента, типа опор, способов фиксации осевого положения зубчатых колес. Даны только варианты общей компоновки передачи, конструкции корпуса, расстановки опор, систем сборки и проверки зацепления.

Окончательный выбор варианта редуктора зависит от условий его применения и установки. Наибольшими достоинствами для общих условий применения обладают конструкции 1—3. При необходимости сокращения габарита и массы передачи целесообразно применять компактные конструкции 12—16.

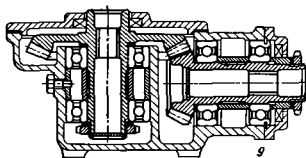
2. Варианты конструкции угловой передачи

Эскиз	Особенности
 <p style="text-align: center;">1</p>	<p>Конструкция наиболее распространенная. Валы колес расположены в одном корпусе, что позволяет при изготовлении обеспечить точное взаимное расположение осей. Доступ к колесам свободный — через люк с отъемной крышкой. Механизм можно осматривать в сборе. По условиям сборки наружный диаметр малого колеса должен быть меньше диаметра отверстий под подшипники вала.</p> <p>Зацепление регулируется мерными шайбами <i>m</i> (необходима полная разборка узла установки колес). Редуктор в основном рассчитан на крепление нижней плоскостью с помощью лап</p>
 <p style="text-align: center;">2</p>	<p>Подшипники установлены в промежуточных втулках, что позволяет несколько увеличить диаметр малого колеса. Для регулирования зацепления достаточно сменить мерные шайбы, подкладываемые под промежуточные втулки. Удобно, если регулировочные шайбы выполнены в виде полуколец (вариант внизу), фиксируемых крепежными болтами. Для смены шайб отвертывают на небольшую величину промежуточную втулку</p>
 <p style="text-align: center;">3</p>	<p>Колеса установлены в отъемных корпусах. Преимущества предыдущей конструкции сохраняются, однако жесткость главного корпуса значительно уменьшается. При изготовлении корпусов необходимо выдерживать строгую соосность центрирующих буртиков и отверстий под подшипники. Редуктор более приспособлен для подвесного крепления, хотя возможна установка его нижней плоскостью с помощью лап, отлитых заодно с нижней крышкой</p>

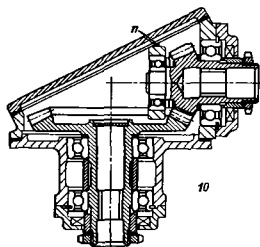
Эскиз	Особенности
	<p>Хвостовик колеса выведен вверх. Проверка зацепления затрудняется. Осматривать механизм в сборе нельзя; при снятии корпуса колеса целостность механизма нарушается. Регулировать зацепление можно только по краске с многократными снятиями и повторными установками колеса. Для осмотра внутренней полости редуктора необходимо предварительно отключить вал отбора мощности</p>
	<p>Корпус выполнен с разъемом в плоскости оси шестерни. Конструкция обеспечивает простую и удобную сборку и осмотр механизма. Проверка зацепления будет полноценной только в том случае, если вал шестерни в сборе с подшипниками прижать к нижним постелям подшипников.</p> <p>Изготовление разъемного корпуса значительно сложнее, чем целого. Необходимо сначала начисто обработать стыки, соединить половины корпуса на контрольных штифтах и в сборе обработать отверстия под подшипники. Поверхности стыка притирают. Применение уплотняющих прокладок недопустимо (нарушается цилиндричность гнезд подшипников шестерни)</p>
	<p>Верхняя опора вала колеса перенесена в крышку. Расстояние между опорами увеличено, радиальные нагрузки на подшипники уменьшены. Недостаток конструкции — затруднительность осмотра и регулирования механизма в сборе. При снятии крышки вал колеса остается на нижней опоре; отсутствие его фиксации не позволяет проверить правильность зацепления. Кроме того, расположение опор в разных деталях ухудшает центрирование вала. Необходима обработка отверстий под подшипники в сборе корпуса и крышки, что усложняет технологию изготовления</p>
	<p>Вал колеса установлен на двух подшипниках в крышке. Регулирование зацепления возможно только по краске. Осмотр механизма в сборе затруднителен. Для снятия крышки с колесом необходимо предварительно вынуть шестерню, вследствие чего механизм оказывается разобренным</p>
	<p>Вал колеса смонтирован в верхнем приливе корпуса. Доступ к механизму — через нижнюю крышку. Конструкция приемлема при подвесном креплении редуктора и неприемима, если его необходимо устанавливать нижней плоскостью (для осмотра механизмов пришлось бы снимать весь редуктор)</p>

Эскиз

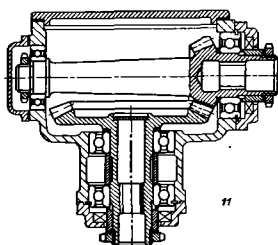
Особенности



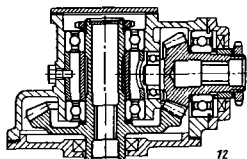
Вал колеса установлен в нижнем приливе корпуса. Привод выведен вверх. Участок зацепления просматривается с торца зубьев после снятия верхней крышки. Для осмотра механизма необходимо предварительно отключить вал отбора мощности от колеса



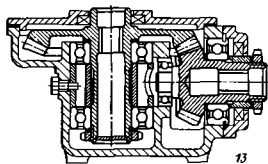
Передний подшипник вала шестерни установлен в перегородке *n*, прилитой к боковым стенкам корпуса. Механизм просматривается в сборе после снятия несущей верхней крышки. Недостаток конструкции — участок зацепления заслонен перегородкой



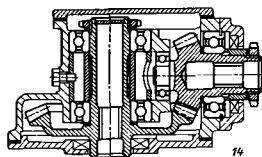
Внутренний подшипник вала шестерни перенесен на противоположную стенку корпуса, что обеспечивает хорошую разность опор и удобный осмотр механизма. Возможен отбор мощности с вала шестерни. Недостаток конструкции: нельзя разобрать зубчатые колеса порознь; для снятия колеса необходимо предварительно демонтировать шестерню



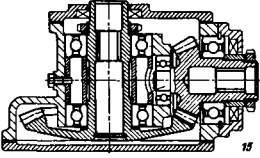
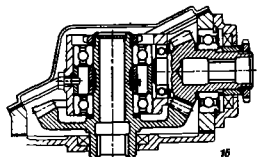
Подшипники колеса и внутренний подшипник шестерни установлены в приливе корпуса. Осмотр механизма через нижнюю несущую крышку; участок зацепления просматривается с торца зубьев. Для осмотра необходимо предварительно отключить вал отбора мощности. Конструкция допускает только подвесное крепление



Тот же вариант, но с выводом вала колеса вверх и с креплением редуктора нижней плоскостью



Вариант с выводом вала колеса вниз, допускающий осмотр механизма без отключения вала отбора мощности. Крепление с помощью боковых лап или приливов на нижней крышке

Эскиз	Особенности
	Тот же вариант, но с выводом вала колеса вверх
	Вариант со сниженной высотой корпуса и штампованной крышкой большого размера, обеспечивающей удобный обзор механизма

МЕТОД ИНВЕРСИИ

Среди приемов, облегчающих сложную работу конструирования, видное место занимает метод инверсии (обращение функций, форм и расположения деталей).

В узлах иногда бывает выгодным поменять детали ролями, например, ведущую деталь сделать ведомой, направляющую — направляемой, охватывающую — охватываемой, неподвижную — подвижной. Целесообразно иногда инвертировать формы деталей, например, наружный конус заменить внутренним, выпуклую сферическую поверхность — вогнутую. В других случаях оказывается выгодным переместить конструктивные элементы с одной детали на другую, например, шпонку с вала на ступицу или боек с рычага на толкатель.

Каждый раз конструкция при этом приобретает новые свойства. Дело конструктора — взвесить преимущества и недостатки исходного и инвертированного вариантов с учетом надежности, технологичности, удобства эксплуатации и выбрать наилучший из них. У опытного конструктора метод инвертирования является неотъемлемым инструментом мышления и значительно облегчает процесс поисков решений, в результате которых рождается рациональная конструкция.

В табл. 3 приведены примеры инвертирования типовых машиностроительных узлов.

КОМПОНОВАНИЕ

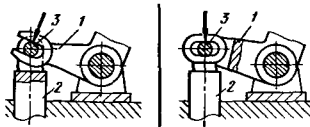
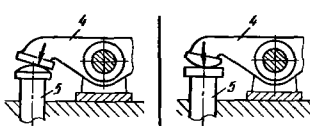
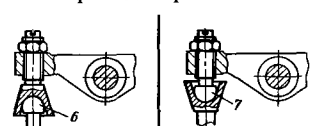
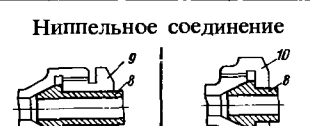

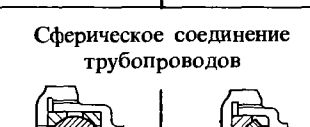
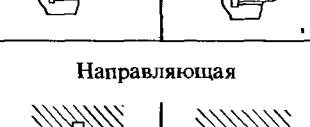
Компонование обычно состоит из двух этапов: эскизного и рабочего. В эскизном компо-

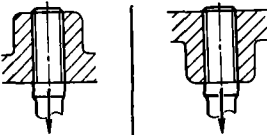
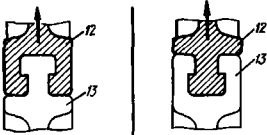
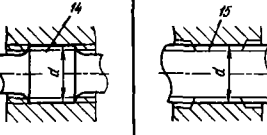
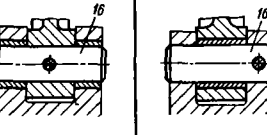
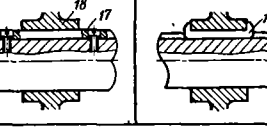
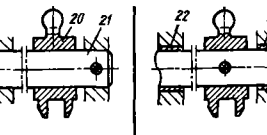
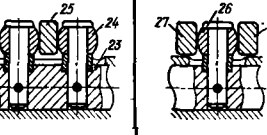
новке разрабатывают основную схему и общую конструкцию агрегата (иногда несколько вариантов). На основании анализа эскизной компоновки составляют **рабочую компоновку**, уточняющую конструкцию агрегата и служащую исходным материалом для дальнейшего проектирования.

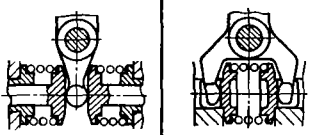
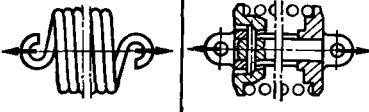
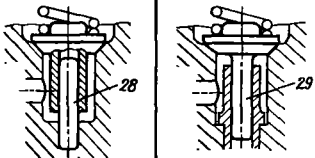
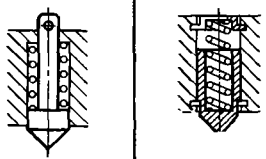
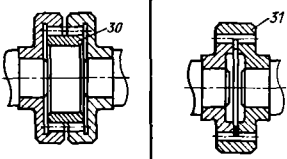
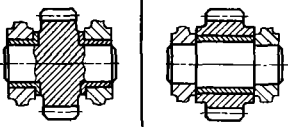
При компоновании важно уметь выделить главное из второстепенного и установить правильную последовательность разработки конструкции. Попытка скомпоновать одновременно все элементы конструкции является ошибкой, которая свойственна начинающим конструкторам. Получив задание, определяющее целевое назначение и параметры проектируемого агрегата, конструктор нередко начинает сразу вырисовывать конструкцию в целом во всех ее подробностях, с полным изображением конструктивных элементов, придавая компоновке такой вид, который должен иметь лишь сборочный чертеж конструкции в техническом или рабочем проекте. Конструировать так — значит почти наверняка обрезать конструкцию на нерациональность. Получается механическое нанизывание конструктивных элементов и узлов, расположенных заведомо нецелесообразно.

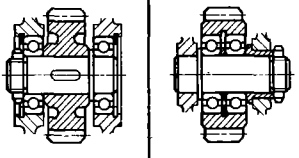
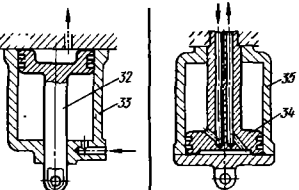
Компоновку следует начинать с решения главных вопросов — выбора рациональных кинематической и силовой схем, правильных размеров и формы деталей, определения наиболее целесообразного взаимного их расположения. При компоновании надо идти от общего к частному, а не наоборот. Выяснение подробностей конструкции на данном этапе не

3. Схемы инверсии типовых узлов

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
<p>Привод тяги</p> 		<p>В схеме I рычаг 1 приводит в действие тягу 2 через ось 3, установленную в вилке тяги. В схеме II ось установлена в вилке рычага. Результат инверсии — устранение поперечных сил на тягу. В конструкции по схеме II затруднительна обработка проушины тяги</p>
<p>Привод толкателя</p> 		<p>В схеме I боек коромысла 4 плоский, тарелка толкателя 5 — сферическая, в схеме II — наоборот. Инверсия устраняет поперечные нагрузки на толкатель. Боек можно выполнить цилиндрическим, что обеспечивает линейный контакт</p>
<p>Привод коромысла</p> 		<p>В схеме I тяга выполнена со сферическим наконечником 6, в схеме II сферическим выполнен боек 7 коромысла. Инверсия улучшает смазку соединения (масло, находящееся в полости привода, скапливается в чаше тяги)</p>
<p>Ниппельное соединение</p> 		<p>В схеме I ниппель 8 затягивается внутренней гайкой 9, в схеме II — наружной 10. Осевые габариты в схеме II меньше, а радиальные несколько больше</p>
<p>Ниппельное соединение</p> 		<p>В схеме I ниппель 11 выполнен с внутренним конусом, в схеме II — с наружным. Осевые габариты в схеме II меньше</p>
<p>Сферическое соединение трубопроводов</p> 		<p>Замена полной сферы (схема I) двумя концентричными полусферами (схема II) значительно сокращает осевые габариты. Изготовление узла, однако, усложняется</p>
<p>Направляющая</p> 		<p>Схема II выгоднее схемы I по условиям смазывания</p>

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
Крепление шпильки 		<p>Схема II повышает прочность резьбового соединения (податливость бобышки у начальных витков способствует более равномерному распределению нагрузки по виткам)</p>
Крепление турбинной лопатки 		<p>В схеме I лопатка 12 крепится вильчатой ножкой на T-образном кольцевом шипе ротора 13. В схеме II — T-образной ножкой в кольцевом пазу ротора. Схема II уменьшает массу, увеличивает жесткость и упрощает изготовление лопатки</p>
Переставной винт 		<p>В схеме I винт с коротким резьбовым поясом 14 перемещается в корпусе с резьбой, длина которой равна ходу винта. В схеме II резьба нарезана по всей длине винта; корпус имеет короткий резьбовой пояс 15. Облегчается изготовление (нарезание длинной резьбы в отверстии затруднительно). При одинаковом диаметре d резьбы прочность винта в схеме II выше</p>
Установка шатуна ввилке 		<p>В схеме I ось 16 закреплена в шатуне и вращается в подшипниках вилки, в схеме II — наоборот. Схема II улучшает условия работы подшипника вследствие увеличения его жесткости и более благоприятного отношения длины к диаметру</p>
Направляющая шпонка 		<p>В схеме I направляющая шпонка 17 установлена на валу и имеет длину, равную ходу ступицы 18. В схеме II шпонка 19 установлена в ступице и перемещается в продольном пазу вала. Схема облегчает изготовление узла и улучшает направление</p>
Переставной механизм 		<p>В схеме I приводная головка 20 перемещается по неподвижной штанге 21. В схеме II головка закреплена на штанге, которая перемещается в направляющих втулках 22 корпуса. Точность направления значительно повышается, поперечные силы на головке и переставная сила уменьшаются</p>
Привод штока роторной машины 		<p>В схеме I шток 23 приводится в поступательно-возвратное движение двумя роликами 24, обкатывающими дисковый копир 25, а в схеме II — одним роликом 26, перемещающимся между двумя копиями 27. Схема II резко сокращает осевые размеры узла</p>

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
<p>Узел пружинной амортизации рычага</p> 		<p>В схеме I головка рычага воздействует на две пружины, опертые в корпусе. В схеме II рычаг сделан вильчатым и воздействует на одну пружину, работающую в обоих направлениях. Схема сокращает осевые размеры узла</p>
<p>Пружина растяжения</p> 		<p>Замена пружины растяжения (схема I) пружиной сжатия с реверсом (схема II) повышает надежность и долговечность узла (пружины сжатия прочнее пружин растяжения). Конструкция по схеме II, однако, значительно сложнее, чем по схеме I</p>
<p>Перепускной клапан</p> 		<p>В схеме I клапан направляется стержнем 28, запрессованным в корпусе, а в схеме II — хвостовиком 29, скользящим в отверстии корпуса. Точность направления в схеме II значительно выше (направляющее отверстие и седло обрабатываются с одного установка)</p>
<p>Фиксатор</p> 		<p>В схеме I фиксатор расположен в ступенчатом отверстии и направляется хвостовиком и головкой; в схеме II фиксатор выполнен в виде стакана, внутри которого размещена пружина. Схема II технологичнее (сквозное отверстие), конструкция, однако, сложнее</p>
<p>Шлицевая муфта</p> 		<p>В схеме I переходник 30 имеет наружные шлицы, а приводные диски — внутренние. В схеме II переходник 31 выполнен с внутренними шлицами, а диски с наружными. Схема II выгоднее по осевым размерам и технологичности (внутренние шлицы обрабатываются напроход)</p>
<p>Промежуточное зубчатое колесо</p> 		<p>Установка шестерни на оси (схема II) улучшает условия работы подшипника вследствие увеличения его жесткости. В схеме II ось нагружена силой постоянного направления; в схеме I нагрузка на вал циклическая (круговой изгиб)</p>

Схемы		Сравнительная характеристика схем
I	II	
Промежуточное зубчатое колесо 		Установка шестерни на подшипниках качения на оси (схема II) уменьшает долговечность подшипников (вращаются наружные кольца подшипников, тогда как на схеме I — внутренние). Нагрузка на наружные кольца в схеме I — постоянного направления. Схема II иногда целесообразна по габаритным условиям (например, консольная установка шестерни)
Гидравлический сервоцилиндр 		В схеме I поршень 32 перемещается в неподвижном цилиндре 33, в схеме II неподвижен поршень 34; по нему перемещается цилиндр 35. В схеме II возможен привод от любой точки по высоте цилиндра. Маслораспределительная система и конструкция узла сложнее, чем в схеме I

только бесполезно, но и вредно, так как отвлекает внимание конструктора от основных задач компонования и сбивает логический ход разработки конструкции.

Другое основное правило компонования — разработка вариантов, углубленный их анализ и выбор наиболее рационального. Ошибочно, если конструктор сразу задается направлением конструирования, выбирая или первый пришедший в голову тип конструкции или принимая за образец шаблонную конструкцию. Самое опасное на данном этапе проектирования поддаться психологической инерции и оказаться во власти стереотипов. Вначале необходимо продумать все возможные решения и выбрать из них оптимальное для данных условий. Это требует труда и дается не сразу, а иногда в результате длительных поисков.

Полная разработка вариантов необязательна. Обычно достаточно карандашных набросков от руки, чтобы получить представление о перспективности варианта и решить вопрос о целесообразности продолжения работы над ним.

Иногда конструктор даже не может объяснить, почему он избирает одно направление конструирования и отвергает другое, ограничиваясь лаконичным «не нравится». У одного конструктора за этой, на первый взгляд вкусовой мотивировкой, на самом деле скрывается безошибочное предвидение конструктивных, технологических, эксплуатационных и других осложнений, которые несет с собой отвергаемое направление.

В процессе компонования необходимо производить расчеты, хотя бы ориентировочные и приближенные. Основные детали конструкции должны быть рассчитаны на прочность и жесткость. Доверяться интуиции при выборе размеров и форм деталей нельзя. Правда, есть опытные конструкторы, которые почти безошибочно устанавливают размеры и сечения, обеспечивающие принятый в данной отрасли машиностроения уровень напряжений. Но это достоинство сомнительное. Копируя шаблонные формы и придерживаясь традиционного уровня напряжений, нельзя создать прогрессивные конструкции.

Неправильно всецело полагаться и на расчет. Во-первых, существующие методы расчета на прочность не учитывают ряда факторов, определяющих работоспособность конструкции. Во-вторых, есть детали, не поддающиеся расчету (например, сложные корпусные детали)¹. В-третьих, необходимые размеры деталей зависят не только от прочности, но и от других факторов. Конструкция литых деталей определяется в первую очередь требованиями литейной технологии. Для механически обрабатываемых деталей следует учитывать сопро-

¹ Появившиеся в последнее время численные методы расчета, в том числе метод конечных элементов (МКЭ), позволяют выполнить расчеты на прочность и жесткость деталей практически любой формы.

тивляемость силам резания и придавать им необходимую жесткость. Термически обрабатываемые детали должны быть достаточно массивными во избежание коробления. Размеры деталей управления нужно выбирать с учетом удобства манипулирования.

Необходимое условие правильного конструирования — постоянно иметь в виду вопросы изготовления и с самого начала придавать деталям технологически целесообразные формы. Опытный конструктор, komponуя деталь, сразу делает ее технологичной; начинающий должен постоянно обращаться к консультации технологов.

Компоновку необходимо вести на основе нормальных размеров (диаметры посадочных поверхностей, размеры шпоночных и шлицевых соединений, диаметры резьб и т. д.). Особенно это важно при компоновании узлов с несколькими концентричными посадочными поверхностями, а также ступенчатых деталей, форма которых в значительной степени зависит от градади диаметров.

Одновременно следует добиваться максимальной унификации нормальных элементов. Элементы, неизбежные по конструкции главных деталей и узлов, рекомендуется использовать в остальных частях конструкции.

При компоновании должны быть учтены все условия, определяющие работоспособность агрегата, разработаны системы смазки, охлаждения, сборки-разборки, крепления агрегата и присоединения к нему смежных деталей (приводных валов, коммуникаций, электропроводки); предусмотрены условия удобного обслуживания, осмотра и регулирования механизмов; выбраны материалы для основных деталей; продуманы способы повышения долговечности, увеличения износостойкости трущихся соединений, способы защиты от коррозии; исследованы возможности форсирования агрегата и определены его границы.

Не всегда компонование идет гладко. В процессе проектирования часто обнаруживают незамеченные в первоначальных прикидках недостатки, для устранения которых приходится возвращаться к ранее забракованным схемам или разрабатывать новые. Отдельные узлы не всегда получаются с первых попыток. Это не должно смущать конструктора. Приходится создавать «временные» конструкции и доводить их до необходимого конструктивного уровня в процессе дальнейшей работы. В таких случаях полезно по итальянской поговорке «*date al tempo il tempo*» («дать время времени»), т. е. сделать передышку, после которой в результате подсознательной работы мышления нередко возникают удачные решения, выводящие конструктора из тупика. После паузы

конструктор смотрит на чертеж по-иному и видит недостатки, которые были допущены в период развития основной идеи конструкции.

Порой конструктор невольно утрачивает объективность, перестает видеть недостатки понравившегося ему варианта и возможности других вариантов. В таких случаях как нельзя более к месту оказывается беспристрастное мнение посторонних людей, указание старших, совет товарищей по работе, даже придирчивая критика. Более того, чем острее критика, тем большую пользу извлекает из нее конструктор.

На всех стадиях компонования следует прибегать к конструкции производителей и эксплуатационников. Чем шире поставлено обсуждение компоновки и чем внимательнее конструктор прислушивается к полезным указаниям, тем лучше стаявится компоновка и совершеннее получается конструкция.

Не следует жалеть времени и сил на проработку проекта. Стоимость проектных работ составляет незначительную долю стоимости выпуска машин (за исключением машин единичного и мелкосерийного производства). Более глубокая проработка конструкции в конечном счете дает выигрыш в стоимости, сроках изготовления и доводки, качестве и экономической эффективности машины.

Техника компонования. Компонование лучше всего вести в масштабе 1:1, если это допускают габаритные размеры проектируемого объекта. При этом легче выбрать нужные размеры и сечения деталей, составить представление о соразмерности частей конструкции, прочности и жесткости деталей и конструкции в целом. Вместе с тем такой масштаб избавляет от необходимости нанесения большого числа размеров и облегчает последующие процессы проектирования в частности, детализовку. Размеры деталей в этом случае можно брать непосредственно с чертежа.

Вычерчивание в уменьшенном масштабе, особенно при сокращениях, превышающих 1:2, сильно затрудняет процесс компонования, искажая пропорции и лишая чертеж наглядности. Если размеры объекта не позволяют применить масштаб 1:1, то отдельные сборочные единицы и агрегаты объекта следует во всяком случае компоновать в натуральную величину.

Компоновку простейших объектов можно разрабатывать в одной проекции, в которой конструкция выясняется наиболее полно. Формы конструкции в поперечном направлении восполняются пространственным воображением.

При компоновке более сложных объектов

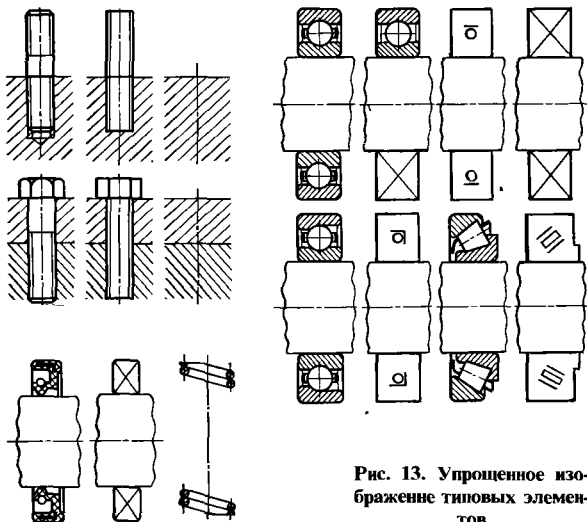


Рис. 13. Упрощенное изображение типовых элементов

указанный способ может вызвать существенные ошибки; в таких случаях обязательна разработка во всех необходимых видах, разрезах и сечениях.

Техника выполнения компоновочных чертежей представляет собой процесс непрерывных поисков, проб, прикидок, разработки вариантов, их сопоставления и отбраковки негодных. Чертить следует со слабым нажимом карандаша, потому что при компоновании переделки следуют одна за другой, здесь работает больше резинка, чем карандаш. Сечения можно не штриховать, а если и штриховать, то только от руки. Не следует тратить время на вырисовывание подробностей. Типовые детали и узлы (крепежные детали, уплотнения, пружины, подшипники качения) целесообразно изображать упрощенно (рис. 13).

Обводку чертежа, штриховку, раскрытие условностей изображения и подрисовывание мелких деталей относят на окончательные стадии компонования, при подготовке компоновочного чертежа к обсуждению.

Существует школа компонования от руки. Конструкцию вырисовывают карандашом на миллиметровой бумаге. Автор неизменно придерживается этого способа и считает, что такое компонование имеет большие преимущества по производительности, гибкости, легкости внесения поправок. Оно почти полностью исключает возможности ошибок в увязочных размерах и обеспечивает легкое чтение всех размеров деталей. При этом способе особенно хорошо удается придавать деталям плавные очертания, характерные для современного конструирования.

Для конструктора, обладающего рисовальными способностями, это наилучший способ компонования. Есть конструкторы, из-под рук которых в течение

нескольких часов выходят выполненные этим методом вполне законченные и отработанные компоновки, которые можно передавать на деталировку.

КОНСТРУКТИВНЫЙ ПРИМЕР

Для иллюстрации методики компонования рассмотрим проектирование центробежного водяного насоса. Избранный в качестве примера объект обладает специфическими особенностями, влияющими на методику и последовательность компонования. В рассматриваемом случае имеется довольно устойчивая исходная база в виде поступающего из расчетного отдела эскиза гидравлической части насоса. Конструктору остается облечь его в металл. Во многих случаях бывает задана только схема проектируемого объекта, без определенного размерного скелета. Иногда конструктор приступает к проектированию, зная лишь технические требования к нему и не представляя себе будущей конструкции. Тогда приходится начинать с разработки идеи конструкции и поиска конструктивной схемы, после чего следует компонование в собственном смысле этого слова.

Описываемая ниже методика компонования не является единственно возможной. Процесс компонования, как и всякий творческий процесс, субъективен и во многом зависит от опыта, навыков и способностей конструктора. Различными могут быть ход компонования, последовательность разработки конструкции, а также конструктивные решения задач, возникающих при проектировании. Приводимую ниже методику следует рассматривать как

пример, цель которого – иллюстрировать основные закономерности, присущие любому процессу компонования. К ним относятся: последовательность разработки, выяснение на первых этапах только основных элементов конструкции и игнорирование подробностей; рассмотрение в процессе проектирования нескольких вариантов и выбор наилучшего из них на основе сопоставления конструктивной, технологической и эксплуатационной целесообразности;

параллельные с проектированием ориентировочные расчеты на прочность, жесткость, долговечность;

предусмотрение с первых же шагов компонования резервов развития агрегата и выяснение пределов его форсирования;

придание технологичности разрабатываемой конструкции, последовательное проведение унификации и стандартизации;

разработка схемы сборки-разборки; тщательный просмотр всех элементов конструкции на эксплуатационную надежность.

В приведенном ниже примере результаты каждого этапа компонования представлены отдельными чертежами. У начинающего конструктора может создаться ложное впечатление, будто процесс компонования состоит из последовательного составления таких чертежей. На самом деле речь идет об одном и том же компоновочном чертеже, который непрерывно дополняется и уточняется по ходу разработки, пока не приобретает окончательный вид.

В интересах наглядности на приводимых ниже чертежах мелкие детали показаны по большей части в полном виде. В действительности же в процессе компонования их изображают упрощенно, а иногда и не показывают вообще.

В книжном изложении приходится прибегать к полному вырисовыванию вариантов

и обстоятельным пояснениям при сравнении преимуществ и недостатков различных конструктивных решений. На деле большую часть вариантов конструктор сопоставляет мысленно, сразу отбрасывая нецелесообразные решения, и лишь иногда от руки делает наброски вариантов, порой даже без соблюдения масштаба. Таким образом, процесс сопоставления и выбора вариантов происходит гораздо быстрее, чем может показаться из приведенных ниже объяснений и иллюстраций.

Много времени приходится затрачивать на решение возникающих при проектировании сложных или новых конструктивных задач, требующих творческой работы, поисков аналогий и опорных примеров из практики различных отраслей машиностроения, а иногда и постановки экспериментов, которые, в зависимости от отведенных на проектирование сроков, могут быть проведены быстро или со всей диктуемой обстоятельствами основательностью.

Исходные данные. Исходным материалом для проектирования является расчетный эскиз гидравлической части насоса с основными размерами (рис. 14). Насос одноступенчатый, с осевым входом и консольной крыльчаткой. Во всасывающем патрубке установлен направляющий аппарат, обеспечивающий осевой вход водяной струи на крыльчатку. Привод насоса от асинхронного электродвигателя ($N = 30$ кВт; $n = 2950$ об/мин). Окружная скорость крыльчатки 35,5 м/с, расчетный напор 0,5 МПа, производительность 40 л/с. Насос имеет два симметрично расположенных выходных патрубка площадью 40 см² каждый.

Расчетом определены число и расположение лопаток (восемь лопаток, изогнутых по ходу вращения крыльчатки), профиль проточной части крыльчатки, сечения выходных улиток по углам окружности. За-

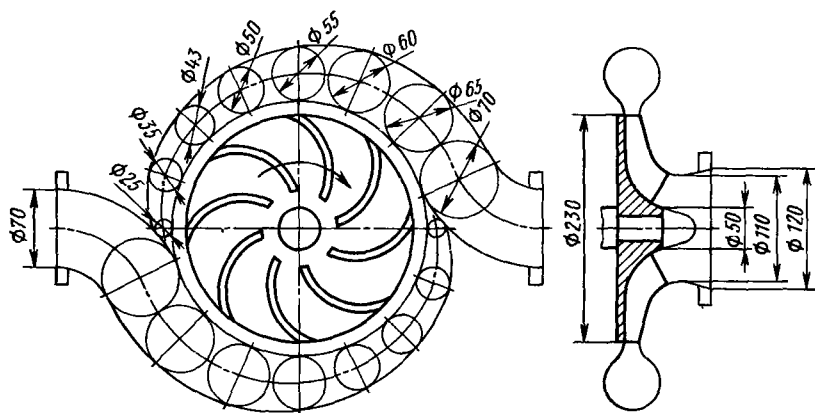


Рис. 14. Эскиз гидравлической части насоса

дан срок службы насоса (10 лет при двухсменной работе).

Расчетная долговечность насоса равна произведению срока службы на коэффициенты сменности и выходных дней (предполагая безремонтную эксплуатацию, коэффициент ремонтных простоев не вводим). Следовательно, $L_n = \eta_{см} \eta_{вых} N$, где $N = 10 \cdot 365 \cdot 24 = 87\,600$ ч – номинальный срок службы; $\eta_{см}$ – коэффициент сменности (при двухсменной работе $\eta_{см} = 0,66$); $\eta_{вых} = 0,7$ – коэффициент выходных дней.

Расчетная долговечность $L_n = 0,66 \cdot 0,7 \times 87\,600 \approx 40\,000$ ч.

Опора вала. Проектирование целесообразно начать с выбора типа, размеров и расположения опор вала крыльчатки. В качестве опор принимаем шариковые подшипники, отличающиеся от подшипников скольжения простотой смазки.

Радиальная нагрузка на подшипники складывается из массы крыльчатки и вала и центробежной силы, возникающей из-за неполной статической уравновешенности крыльчатки. Кроме того, опоры воспринимают осевую силу давления рабочей жидкости на крыльчатку. Исходя из предварительных конструктивных прикидок, принимаем массу крыльчатки $m_k = 4$ кг, массу вала и присоединенных к нему деталей (внутренние обоймы подшипников, фланец привода, стяжные гайки) $m_b = 2$ кг.

Неуравновешенную центробежную силу крыльчатки можно приблизительно определить по величине статического дисбаланса. Примем точность статической балансировки $m = 5$ г на окружности крыльчатки. Тогда неуравновешенная центробежная сила

$$P_{цб} = m\omega^2 R = 0,005 \cdot 310^2 \cdot 0,115 = 55 \text{ Н.}$$

Максимальная радиальная сила, действующая на крыльчатку в плоскости расположения ее центра тяжести, $P = G_k + P_{цб} = 40 + 55 = 95$ Н.

Нагрузка на ближайший к крыльчатке подшипник

$$R_1 = P \left(1 + \frac{l}{L} \right), \quad (31)$$

где l – расстояние от центра тяжести крыльчатки до передней опоры; L – расстояние между опорами.

Нагрузка на второй подшипник

$$R_2 = R_1 - P = P \frac{l}{L}. \quad (32)$$

Целесообразный диапазон отношения L/l заключен в пределах 1,5–2. Ниже этих значений силы R_1 и R_2 резко возрастают; увеличение L/l свыше 2 мало уменьшает силы, а только вызывает увеличение осевых размеров установки.

Примем $L/l = 1,5$. Тогда согласно (31) и (32) $R_1 = 1,66 P = 1,66 \cdot 95 \approx 160$ Н; $R_2 = 0,66 P = 0,66 \cdot 95 \approx 63$ Н.

Масса вала $m_b = 2$ кг распределяется примерно поровну между обоими подшипниками. Следовательно, $R_1 = 160 + 10 = 170$ Н и $R_2 = 63 + 10 = 73$ Н.

С целью унификации принимаем оба подшипника одинаковыми. Поскольку задний подшипник нагружен меньше, целесообразно дополнительно нагрузить его осевой силой, т. е. сделать заднюю опору фиксирующей.

Уравновешивание осевой силы крыльчатки. У открытых крыльчаток на спинку действует полная сила

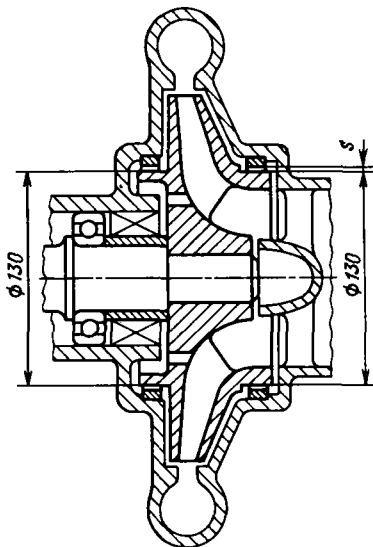


Рис. 15. Крыльчатка с уравновешенной осевой силой

гидростатического давления, создаваемого на выходе (в нашем случае $p = 0,5$ МПа). Сила, действующая в противоположном направлении, значительно меньше, так как давление на диск крыльчатки со стороны лопаток изменяется по квадратичному закону, начиная от вакуума, создающегося во всасывающем патрубке, до 0,5 МПа на выходе крыльчатки. В результате возникает направленная в сторону всасывания осевая сила, достигающая в рассматриваемом случае примерно 10 кН. Эту силу можно ликвидировать установкой закрытой двухдисковой крыльчатки с двусторонним уплотнением и введением разгрузочных отверстий между полостями всасывания и нагнетания (рис. 15). При этом гидростатическое давление на крыльчатку полностью уравновешивается, так как с обеих сторон действует одинаковое давление (0,5 МПа).

Помимо гидростатических сил на крыльчатку действует сила реакции поворота струи на входе, направленная против всасывания. Однако эта сила невелика, и ею можно пренебречь.

Условие гидростатической уравновешенности заключается в том, чтобы диаметры обоих уплотнений были одинаковыми, а суммарная площадь разгрузочных отверстий была по меньшей мере равна площади кольцевого зазора в уплотнении.

Принимая диаметр уплотнения $D_y = 130$ мм, радиальный зазор $s = 0,1$ мм, число разгрузочных отверстий $n = 8$ (по числу лопаток), получаем $0,785n d^2 \geq 0,1n D_y$, откуда $d \geq \sqrt{0,05 D_y} \geq 2,5$ мм. Принимаем с запасом $d = 5$ мм.

Уплотнения выполняем в виде цилиндрических выступов на дисках крыльчатки, входящих с зазором в кольца, запрессованные в корпусе насоса. Учитывая возможность попадания грязи на уплотняющие поверхности, кольца выполняем из мягкой бронзы.

Долговечность опор. Принимаем диаметр вала крыльчатки $d = 40$ мм и выбираем в качестве опор

однорядные шариковые подшипники 208 легкой серии (динамическая грузоподъемность $C = 25,6$ кН).

Необходимая по заданной долговечности насоса динамическая грузоподъемность

$$C = Rk_{\sigma} \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/3},$$

где R — нагрузка на подшипник (в нашем случае для наиболее нагруженного подшипника $R = 170$ Н); k_{σ} — коэффициент режима работы подшипников (принимаяем $k_{\sigma} = 1,5$); n — частота вращения вала ($n = 2950$ об/мин); L_h — заданная долговечность, $L_h = 40000$ ч.

Следовательно, $C = 170 \cdot 1,5 (60 \cdot 2950 \times 40000 / 10^6)^{1/3} \approx 3,65$ кН. Таким образом, выбранные подшипники с большим запасом удовлетворяют заданной долговечности и обеспечивают значительное увеличение как нагрузки, так и частоты вращения на случай последующего форсирования насоса.

Расстановка опор. При выбранном отношении $L/l = 1,5$ расстояние между опорами всецело зависит от величины l вылета центра тяжести крыльчатки относительно передней опоры. Последнюю величину определяет условие размещения уплотнений между передним подшипником и гидравлической полостью насоса. Исходя из конструктивных прикидок, принимаем длину уплотнения равной 45 мм, а расстояние между торцом уплотнения и плоскостью расположения центра тяжести крыльчатки 10 мм. Ширина подшипника 18 мм. Общая длина вылета $l = 45 + 10 + 9 = 64$ мм; расстояние между опорами $L = 1,5l \approx 100$ мм.

Итогом данного этапа проектирования является эскиз вала крыльчатки с расположением опор (рис. 16).

Выходные улитки. Проектирование улиток начинаем с выбора основной схемы расположения их сечений.

Сечения улиток можно расположить так, чтобы крайние внутренние точки сечений находились на одинаковом расстоянии от окружности крыльчатки. Центры сечений располагаются по спирали, уравнение которой

$$\rho = 0,5D_k + m + 0,5d_0 \sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}},$$

а крайние наружные точки сечений по спирали

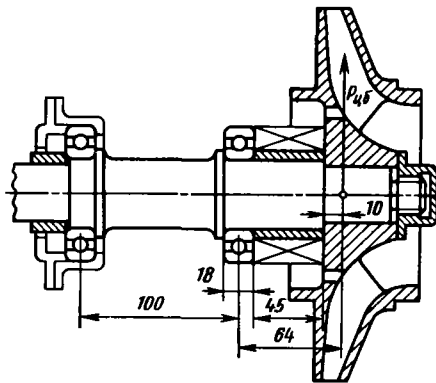


Рис. 16. Расстановка опор вала

$$\rho' = 0,5D_k + m + d_0 \sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}},$$

где D_k — диаметр крыльчатки; m — расстояние внутренних точек сечений от окружности крыльчатки; d_0 — диаметр выходного сечения улитки; ρ, ρ' и φ — текущие координаты.

Конструкция такой спиральной улитки с разъемом в плоскости симметрии сечений (рис. 17, а) обладает хорошими гидравлическими качествами, обеспечивает простую, бесштыревую формовку и удобную зачатку внутренних полостей улиток.

Недостатки конструкции следующие: плоскость разреза пересекает выходные патрубки улиток; на фланцах выходных патрубков и в узлах соединения с отводными трубопроводами образуется трудноуплотняемый Т-образный стык; половины улитки можно зафиксировать одну относительно другой только контрольными штифтами; центрирование цилиндрическими буртиками исключено;

радиальные размеры улитки получаются большими [при $m = h = 20$ мм максимальный размер (без выходных патрубков) равен 470 мм].

В конструкции на рис. 17, б улитка выполнена в виде целой отливки. Крыльчатку монтируют через

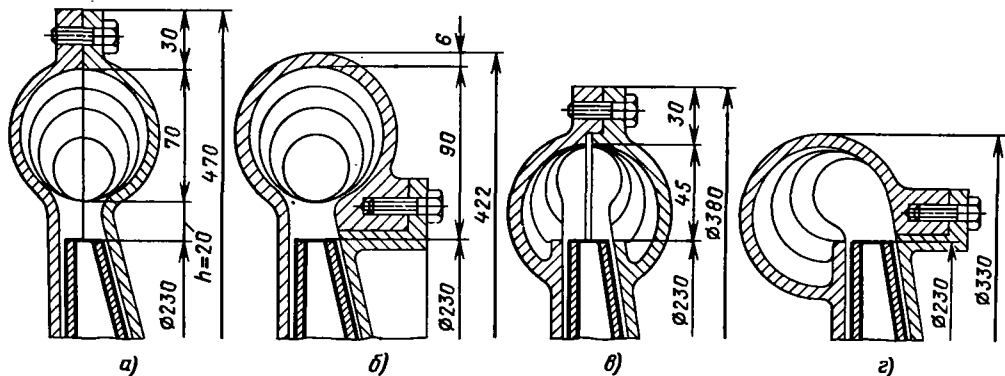


Рис. 17. Варианты выходных улиток

отъемную крышку. Выходные патрубки целые. Крышку центрируют относительно корпуса цилиндрическим буртиком. Размеры улитки несколько уменьшаются благодаря устранению периферийного фланца (максимальный размер 422 мм). Гидравлическая полость крыльчатки закрытая и формируется с применением стержней. Зачистка стенок гидравлической полости возможна только гидрополированием (струей воды с взвесью абразива).

В конструкции на рис. 17, в наружные точки сечений расположены по окружности радиуса, равного наименьшему начальному радиусу улитки. По направлению к выходу центры сечений постепенно смещаются к оси насоса, располагаясь по спирали,

$$\rho = 0,5 \left(D_0 - d_0 \sqrt{\frac{\varphi}{180^\circ}} \right)$$

где D_0 — наружный диаметр улитки; d_0 — диаметр выходного сечения улитки.

На последних участках улитки крыльчатка вместе с ограничивающими ее стенками корпуса вдавливается в сечение улиток. Габаритный размер улитки существенно уменьшается (380 мм). Разъем осуществляется по плоскости симметрии сечений улитки. Половины улитки центрируются цилиндрическим буртиком (прерванным на участках расположения выходных патрубков). Выходные патрубки пересечены плоскостью разреза.

Недостаток конструкции: водяной поток по выходе из крыльчатки раздваивается, образуя на последних участках улитки два спиральных вихря, что связано с увеличением гидравлических потерь.

Выходные патрубки можно выполнить целыми, если сместить сечение улиток с оси симметрии крыльчатки (см. рис. 17, з). В этом случае крыльчатку монтируют через крышку. Благодаря устранению периферийного фланца размеры улитки уменьшаются еще больше (максимальный размер 330 мм). Смещение сечений улитки вызывает завихрение водяного потока, но гидравлические потери здесь меньше, чем в конструкции на рис. 17, в.

Гидравлическая полость. Компоночный чертеж гидравлической полости (рис. 18) включает улитку, крышку, всасывающий патрубок с направляющим аппаратом. Направляющий аппарат выполнен в виде радиальных лопаток, прилитых к стенкам патрубка и объединенных центральной бобышкой обтекаемой формы, обеспечивающей плавный вход водяного потока на крыльчатку. Стык присоединения крышки к улитке уплотнен резиновым шнуром m , размещенным в кольцевой выточке центрирующего буртика. Для демонтажа крышки предусмотрено простейшее съемное устройство в виде расположенных в корпусе (между бобышками крепежных шпилек) выборок n под разборный инструмент. Для работы на загрязненной воде на входе в патрубок предусматриваем сетку q . Сливную пробку с конической резьбой располагаем внизу улитки в продольной плоскости симметрии насоса.

Слив воды можно автоматизировать, закрыв выпускное отверстие подпружиненным клапаном. Клапан при пуске насоса запирается давлением воды в улитке, а при остановке открывается силой пружины, сообщая полость улитки со сливным трубопроводом. Набрасываем схему такого устройства

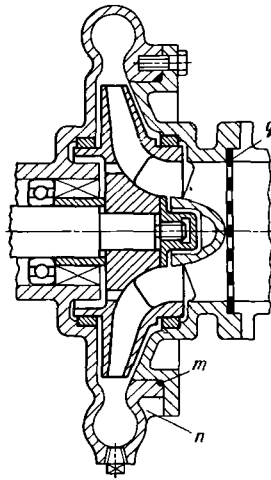


Рис. 18. Гидравлическая полость

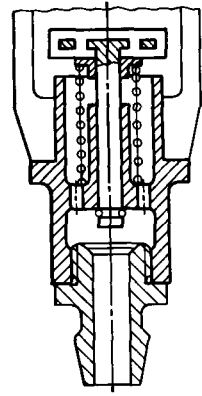


Рис. 19. Схема автоматического слива воды

(рис. 19) для последующего обсуждения в процессе окончательной доработки конструкции.

Выяснение остальных элементов гидравлической полости (конструкции выходных патрубков, языков, отделяющих выходные патрубки от улиток, и др.), в разработке которых не предвидится затруднений, переносим на этап рабочего проектирования.

Уплотнение гидравлической полости. Уплотнение, отделяющее гидравлическую полость от полости подшипников, в значительной степени предопределяет эксплуатационную надежность насоса.

Для полного исключения возможности проникновения воды из гидравлической полости в масляную уплотнение целесообразно выполнить в виде двух ступеней, расположенных соответственно на «водяной» и «масляной» сторонах и разделенных промежуточной камерой, сообщенной дренажным отверстием с атмосферой.

Для наиболее ответственной водяной ступени выбираем торцовое уплотнение, обладающее свойством самоприрабатываемости и не нуждающееся, как обычные сальники, в периодической подтяжке. На масляной стороне устанавливаем севанитовое уплотнение с эластомерной манжетой, охваченной brasлетной пружиной (рис. 20).

В первом наброске (рис. 21, а) торцовое уплотнение представляет собой диск 1, несущий севанитовое уплотнение 2. Торец диска служит уплотняющей поверхностью. Подвижная часть уплотнения состоит из шайбы 3, приводимой во вращение зубчатым венцом, нарезанным на внутренней стороне кольца разгрузочного уплотнения крыльчатки. Шайба постоянно прижата к неподвижному диску пружиной, опирающейся на торцевую крыльчатку. Вторичным уплотнением, предотвращающим просачивание воды по распорной втулке 4 является резиновая манжета 5, плотно охватывающая поверхность распорной втулки; воротник манжеты прижат к шайбе 3 той же пружиной через стальную гильзу 6. Просачивание воды через стык распорной втулки и крыльчатки

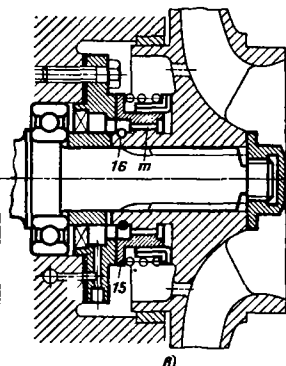
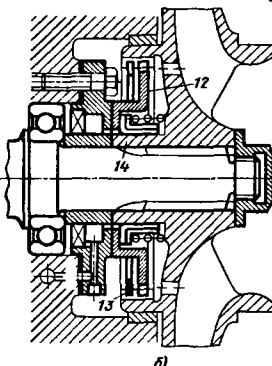
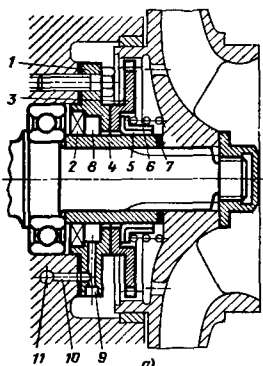
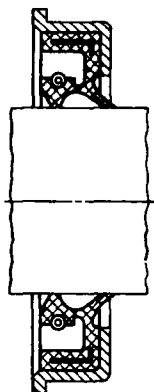


Рис. 20. Севанитовое (манжетное) уплотнение

Рис. 21. Варианты торцевого уплотнения

предупреждает уплотняющая кольцевая прокладка 7, установленная на стыке.

Промежуточной камерой служит полость 8 между севанитовым уплотнением и стенкой диска 1, соединенная радиальным отверстием 9 во фланце диска с продольным отверстием 10 в корпусе, сообщаемым через отверстие 11 с атмосферой. Для удобства контроля за состоянием уплотнения (просачивание воды) отверстие выведено вбок с помощью трубки, завальцованной в стенке корпуса.

Недостаток конструкции: при демонтаже крыльчатки пружина выводит уплотняющую шайбу 3 из зацепления с крыльчаткой и выталкивает манжету 5, вследствие чего уплотнение распадается. Монтаж крыльчатки и уплотнения затрудняется по тем же причинам.

В конструкции на рис. 21,б уплотняющая шайба 12 зафиксирована в осевом направлении в крыльчатке кольцевым стопором 13, установленным на зубчатом венце крыльчатки с зазором, обеспечивающим осевое перемещение шайбы по мере износа уплотняющих поверхностей. Манжета вторичного уплотнения установлена на цилиндрическом удлинении 14 ступицы крыльчатки. При демонтаже весь узел подвижного уплотнения, сохраняя целостность, сходит вместе с крыльчаткой. Облегчен и монтаж, так как узел подвижного уплотнения свободно надевается вместе с крыльчаткой на вал. Конструкция улучшает центрирование крыльчатки на валу и делает излишней установку уплотнительной прокладки между ступицей крыльчатки и распорной втулкой (прокладка 7, см. рис. 21,а).

В наиболее целесообразном варианте рис. 21,в шайба 15 подвижного уплотнения приводится во вращение шлицами *m*, нарезанными на ступице крыльчатки, что делает конструкцию в целом более компактной. Агрегатность придана установке на ступице кольцевого стопора 16. Возможность проникновения воды на шлицы крепления крыльчатки предотвращается затяжкой крыльчатки на валу колпачковой гайкой и установкой уплотнительной прокладки между гайкой и торцом ступицы крыльчатки.

При давлении на рабочих поверхностях уплотнения порядка 20 МПа осевая сила, развиваемая

пружиной, незначительна; ее можно игнорировать при расчете осевой нагрузки на фиксирующий подшипник.

Крепление подшипников и крыльчатки на валу. Конструктивная схема вала в сборе с подшипниками, крыльчаткой и приводным фланцем показана на рис. 22. Главным условием надежной установки подшипников на валу является затяжка подшипников в осевом направлении. Принимаем следующую систему крепления подшипников на валу: передний (правый) подшипник затягиваем колпачковой гайкой крепления крыльчатки на буртик вала через распорную втулку; задний — гайкой крепления приводного фланца через его ступицу.

Длина ступицы приводного фланца должна быть достаточной для размещения наружного уплотнения вала (с целью унификации устанавливаем здесь такое же севанитовое уплотнение, как и в узле торцевого уплотнения) и, кроме того, должна обеспечить возможность заведения лапок съемника за фланец; принимаем длину ступицы 25 мм.

Крыльчатку и приводной фланец устанавливаем

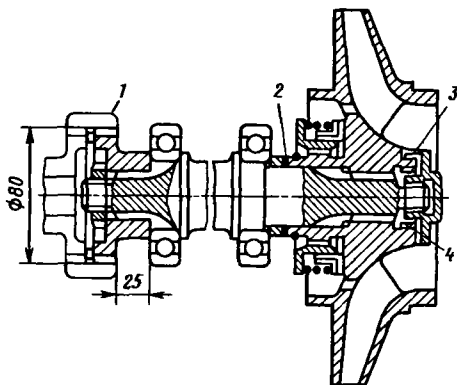


Рис. 22. Вал в сборе с крыльчаткой и подшипниками

на шлицах. В целях унификации шлицевые соединения крыльчатки и приводного фланца, а также резьбу под крепежные гайки делаем одинаковыми. Центрируем шлицевое соединение по наружному диаметру шлицев с посадкой $H7/j_5$ 6 по центрирующему диаметру. По боковым граням шлицев посадка $F8/j_5$ 7.

Передачу крутящего момента от вала электродвигателя к приводному фланцу осуществляем с помощью венца эвольвентных шлицев, нарезанных на периферии фланца. На приводном валу электродвигателя устанавливаем аналогичный фланец; фланцы соединяем шлицевой втулкой 1, установленной с за-

зором на шлицах обоих фланцев и зафиксированной в осевом направлении разрезным кольцом. Эта конструкция способна передавать большой крутящий момент при малых осевых размерах и обеспечивает компенсацию несоосности установки электродвигателя и насоса. В ступице крыльчатки предусматриваем резьбу 4 под съемник. Между ступицей крыльчатки и распорной втулкой устанавливаем шайбу 2 для регулирования осевого положения крыльчатки в корпусе.

Колпачковую гайку крепления стопорим шайбой 3, лепестки которой с одной стороны отгибаются в пазы на ступице крыльчатки, с другой — в пазы

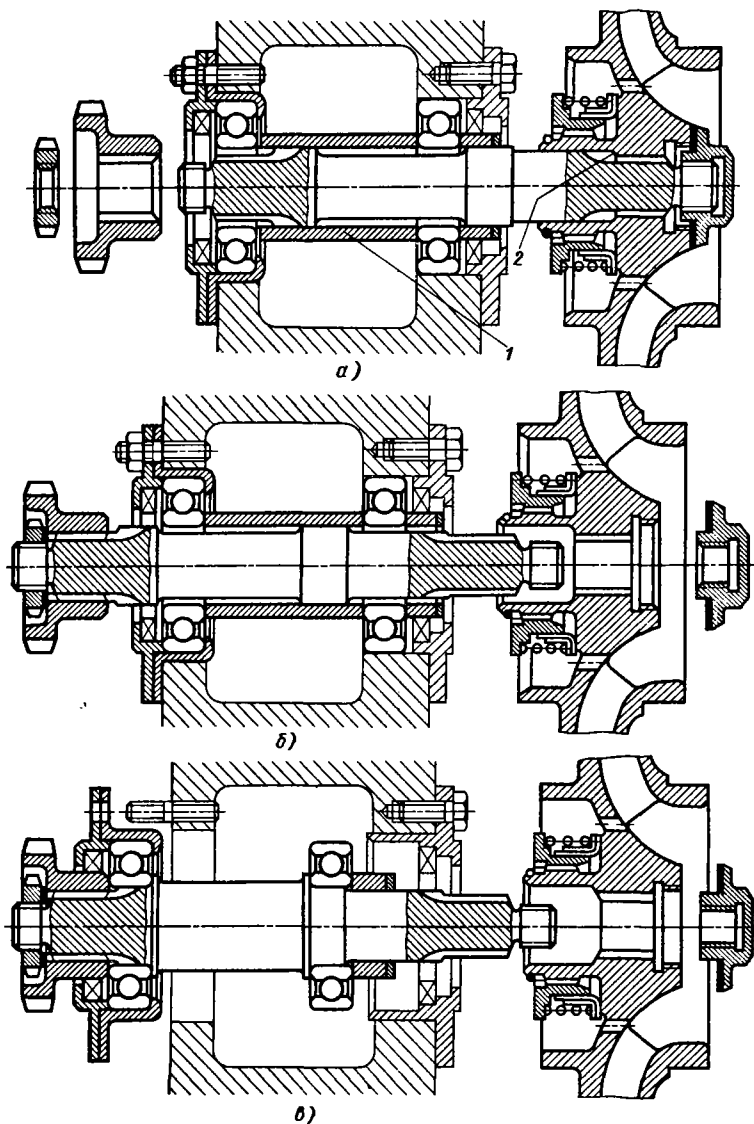


Рис. 23. Схемы разборки. Установка подшипников с натягом:

а и б — в корпусе; в — на валу

на буртике колпачковой шайбы. Лепестковую шайбу выполняем из отожженной стали Х18Н9, что позволяет использовать ее как уплотнительную прокладку, предотвращающую проникновение воды в шлицевое соединение крыльчатки, в резьбу гайки и резьбу под съёмник.

Сборка и разборка. Порядок сборки и разборки тесно связан с системой установки подшипников на валу и в корпусе. Возможны две основные схемы.

При первой схеме подшипники устанавливаются в корпусе с натягом, а на валу — по посадке h или j_2 . Порядок разборки следующий. Сначала с вала снимают приводной фланец, а затем движением вправо извлекают вал из внутренних отверстий подшипников вместе с сидищей на нем крыльчаткой (рис. 23, а). Возможен и другой порядок: вначале с вала снимают крыльчатку и движением влево за приводной фланец извлекают вал из подшипников (рис. 23, б). Описанная схема исключает возможность затяжки подшипников на буртики вала и требует установки между подшипниками распорной втулки 1. Крыльчатка при этом должна быть зафиксирована в осевом направлении на валу упором в ступеньку 2 шлицев. Оба подшипника затягиваются на торец крыльчатки гайкой крепления приводного фланца; сила затяжки передается на передний (правый) подшипник через распорную втулку.

Недостатки схемы следующие;

после извлечения вала распорная втулка остается в корпусе насоса; пролеть вал через эту втулку при последующей сборке затруднительно;

посадочный пояс под один из подшипников при извлечении вала проходит сквозь внутреннюю обойму другого подшипника, причем не исключено повреждение поверхности пояса.

Основным недостатком является отсутствие посадочного натяга по внутренним отверстиям подшипников. При длительной эксплуатации возможно разбивание посадочных поясов под действием радиальных сил. Выгоднее применять посадку Н по наружным поверхностям подшипников, где давление от радиальных нагрузок в 2 раза меньше.

По схеме (рис. 23, в) подшипники устанавливаются на валу с натягом и при разборке извлекают из корпуса вместе с валом. Здесь подшипники можно затянуть на буртики, выполненные заодно с валом. Подшипники крепят каждый в отдельности: передний через распорную втулку затягивают колпачковой гайкой крепления крыльчатки, задний — крепежной гайкой приводного фланца.

Подшипники целесообразно установить в корпусе на переходных гильзах: задний, фиксирующий, подшипник посадить в гильзу с натягом, гильзу в корпусе насоса — по посадке Н/3. Передний подшипник целесообразно монтировать в переходной гильзе по посадке Н; гильзу, выполненную заодно с корпусом переднего уплотнения, установить в корпусе насоса по посадке Н/3 и притягивать к нему болтами.

Порядок разборки следующий. С вала снимают крыльчатку, отвертывают болты крепления корпуса заднего уплотнения и движением влево извлекают вал вместе с подшипниками. Задний подшипник выходит из корпуса вместе с гильзой и корпусом севанитового уплотнения. Уплотнение переднего подшипника остается в корпусе насоса. При извлечении вала передний подшипник свободно проходит через

расширенное посадочное отверстие заднего подшипника.

При полном демонтаже подшипники спрессовывают с вала, что является более легкой операцией, чем выпрессовывание подшипников из корпуса (как в схеме рис. 23, а).

Из сопоставления схем рис. 23, а и в очевидны преимущества второй. Ее и принимаем за основу.

Смазка. Подшипники насоса работают при небольших нагрузках и сравнительно высокой частоте вращения. Стенки корпуса масляной полости хорошо охлаждаются благодаря соседству потока воды в гидравлической части. В этих условиях целесообразна система смазки разбрызгиванием с применением жидкого масла небольшой вязкости и с полой вязкостно-температурной характеристикой. Выбираем индустриальное масло И-12 с вязкостью $12 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 50°С (по Энглеру ВУ₅₀-2).

При компоновании масляной системы необходимо решить следующие задачи:

предупредить барботаж и вспенивание масла, вызывающие излишний нагрев и ускоряющие тепловое перерождение масла;

обеспечить резерв масла на длительный срок работы;

обеспечить регулярную подачу масла к подшипникам в умеренных количествах;

защитить подшипники от избыточной смазки и предупредить проникновение масляных брызг на шарики и сепараторы;

обеспечить вентиляцию масляной полости во избежание возникновения давления в полости и выброса масла через уплотнения в периоды нагрева (пуск) и образования вакуума в периоды охлаждения (остановки);

обеспечить удобный слив отработанного масла и заливку свежего;

обеспечить удобный контроль уровня масла.

Первые две задачи в основном решаются увеличением отношения объема масляной ванны к вместимости маслоотстойника в нижней части корпуса (рис. 24). Вместимость маслоотстойника в располагаемых осевых размерах можно увеличить за счет его раздачи в стороны.

Подшипники защищаем от избыточной смазки с помощью установки отражательных дисков 2 на обработанных внутри масляной полости торцах подшипников. В данной конструкции регулярный подвал масла к подшипникам представляет некоторые трудности. Нередко применяемая система масляной ванны, заполняемой маслом до уровня нижних шариков, не решает задачу. С понижением уровня масла в результате испарения летучих составляющих подшипники остаются без смазки задолго до исчерпания всего резерва, что вынуждает к частой доливке масла.

Применить обычный прием подачи масла с помощью кольца, свободно висящего на валу, в данном случае невозможно по монтажным условиям, так как кольцо препятствует выемке вала из корпуса. Введение хотя бы простейшего приводного масляного насоса связано с появлением лишних трущихся частей. Кроме того, привод насоса будет мешать разборке вала. Целесообразным вариантом является установка на валу откидного подпружиненного разбрызгивателя 1 (см. рис. 24).

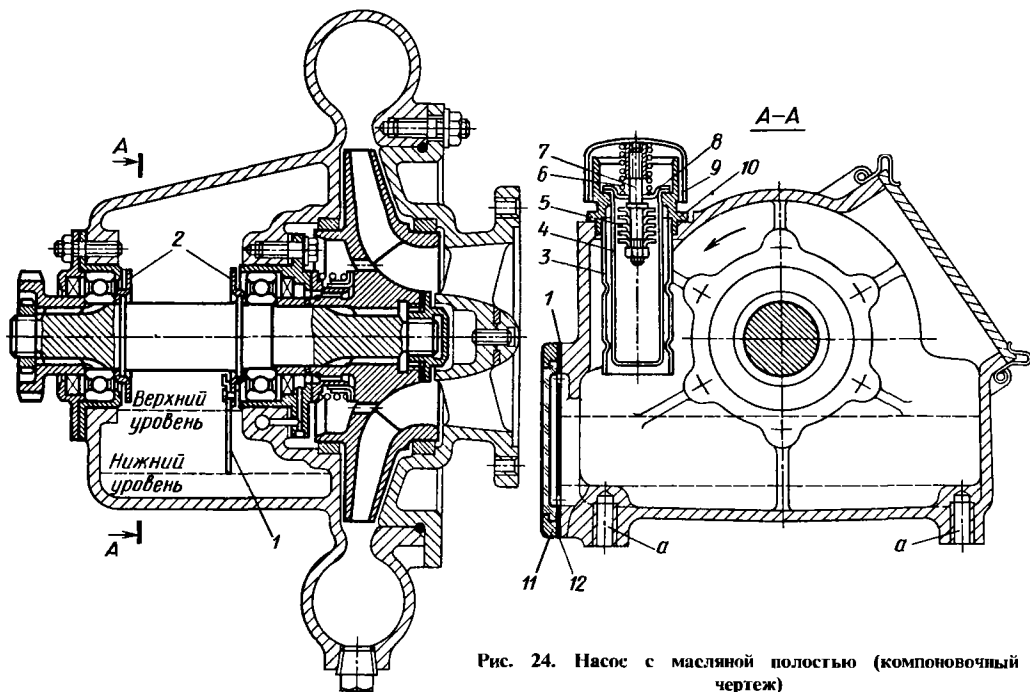


Рис. 24. Насос с масляной полостью (компоновочный чертёж)

Разбрызгиватель (рис. 25) представляет собой рычаг 1, изготовленный из тонколистовой стали, закрепленный на отражателем диске переднего подшипника и притягиваемый пружиной 2 к упору 3. Под действием центробежной силы рычаг, преодолевая натяжение пружины, выдвигается, погружаясь в масляный отстойник. При остановке насоса пружина оттягивает рычаг в исходное положение, что позволяет беспрепятственно извлечь вал из корпуса. Возникающая при выдвинутом разбрызгивателе незначительная неуравновешенность устраняется путем установки на отражателем диске небольшого противовеса 4. Благодаря способности разбрызгивателя самоустанавливаться количество подаваемого им масла автоматически поддерживается приблизительно постоянным, независимо от его уровня в отстойнике. Погружаясь в масло, разбрызгиватель каждый раз отклоняется против направления вращения, захватывая небольшую порцию смазки, что предупреждает излишний барботаж.

Верхний уровень масла в отстойнике располагаем по нижним точкам обойм шарикоподшипников. При

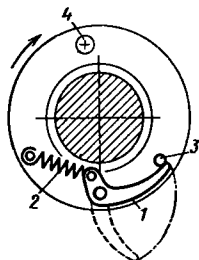


Рис. 25. Выдвижной разбрызгиватель

выбранных размерах отстойника общий объем масла, заливаемого в отстойник, равен $\sim 1,3$ л, а рабочий полезно используемый объем, определяемый глубиной погружения разбрызгивателя в отстойник в крайнем выдвинутом положении ~ 1 л, что обеспечивает длительную работу насоса без доливки свежего масла.

Для вентилизации масляной полости устанавливаем суфлер, который используем также для заливки масла. Целесообразно расположить суфлер вблизи заднего подшипника от плоскости $A - A$ (см. рис. 24), в зоне, удаленной от плоскости действия разбрызгивателя. В этой же зоне можно установить маслоуказатель. Суфлер состоит из корпуса 10 с удлинительным кожухом 3, защищающим от масляных брызг. В корпусе установлен длинный цилиндрический сетчатый фильтр 4, что позволяет заливать масло через воронку большого размера. Фильтр прижат к заплечику корпуса шайбой 8, скользящей по стержню 7, установленному в колпачке 9 суфлера, и нагруженной пружиной 6. Колпачок закреплен в корпусе суфлера штыковым замком и зафиксирован в замке той же пружиной 6.

На продолжении стержня 7 установлен лапчатый шайб 5, предотвращающих выброс масляных брызг через суфлер. При снятии колпачка этот пакет выходит из суфлера вместе с колпачком, освобождая внутреннюю полость суфлера для заливки. Шайба 8 при снятом колпачке садится на заплечик стержня. Масломерное стекло 11 устанавливаем со стороны суфлера, что позволяет следить за уровнем масла при заливке. Непосредственно за стеклом располагаем экран 12 из пластика белого цвета, который образует узкую полость, сообщающуюся с масляной

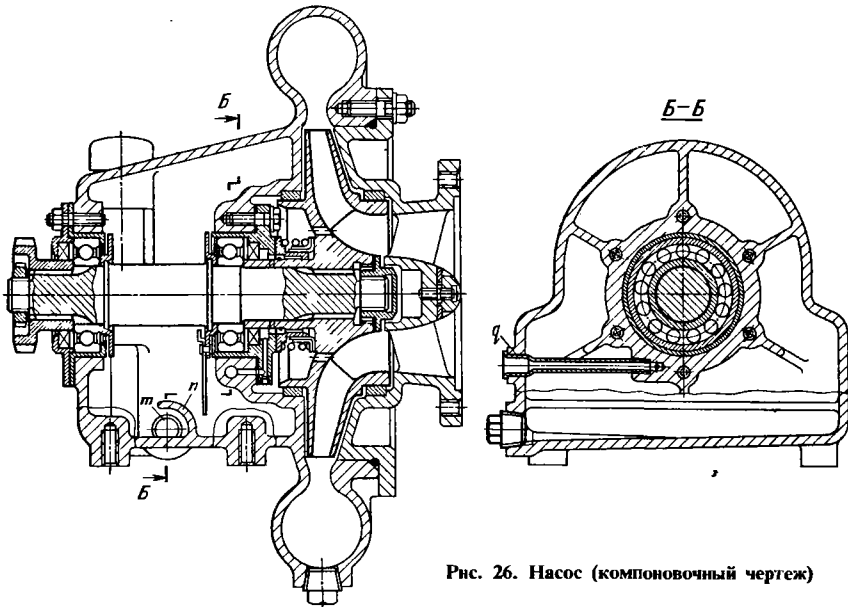


Рис. 26. Насос (компоновочный чертеж)

полостью насоса. Экран облегчает наблюдение за уровнем масла и вместе с тем предохраняет масломерное стекло от забрызгивания при заливке масла, а также при работе насоса.

Для обзора масляной полости на стороне, противоположной расположению суфлера, предусматриваем люк с легкоъемной крышкой.

Для крепления насоса к раме вводим четыре нарезных отверстия, два из которых (см. рис. 24) расположены в плоскости установки суфлера и два у выходной улитки. Итогом данного этапа проектирования является компоновочный чертеж общего вида насоса (рис. 26).

Отверстие *т* для слива масла располагаем в наклонном канале масляной полости. Во избежание подъема осадков отделяем канал от плоскости действия разбрызгивателя козырьком *л*. Сливную пробку устанавливаем со стороны расположения суфлера и масломерного стекла. На эту же сторону выводим дренажное отверстие уплотнения. Дренаж осуществляется трубкой *г*, ввернутой на резьбе в бобышку переднего подшипника. Противоположный конец трубки развальцовывается в стенке корпуса.

Вариант с улиткой уменьшенного размера. Вариант насоса с уменьшенными радиальными размерами (по схеме рис. 17, з) изображен на рис. 27. Крыльчатке придана коническая форма: улитка смещена в сторону и приближена к корпусу насоса. Дренажный канал торцового уплотнения выполнен с наклоном и смещен в сторону для того, чтобы обойти улитку.

Насос целесообразно крепить непосредственно на корпусе приводного фланцевого электродвигателя переходником *1*. При таком креплении отпадает необходимость в раме для установки насоса. Муфта привода расположена в закрытом со всех сторон корпусе переходника; установка в целом выигрывает в компактности и массе.

Конструкция рассчитана на выпуск насоса в комплекте с фланцевым электродвигателем (мотор-насос). Систему крепления можно сделать универсальной, если наряду с фланцем крепления предусмотреть в нижней части корпуса крепежные отверстия, позволяющие в случае необходимости устанавливать насос на раме. Передние крепежные отверстия в данной конструкции следует перенести на фланец корпуса насоса (плоскость *а*); задние оставить на прежнем месте.

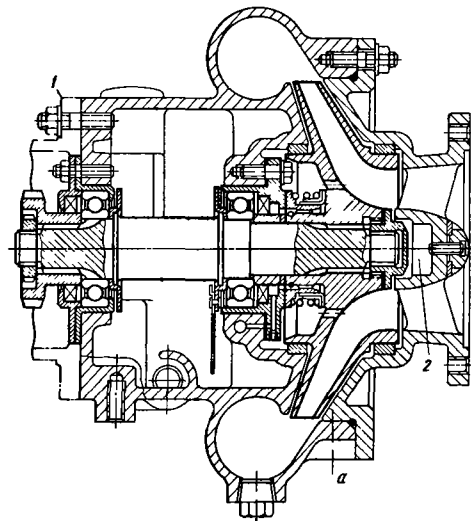


Рис. 27. Насос с улитками уменьшенного размера (компоновочный чертеж)

Учитывая положительные стороны конструкции с улитками уменьшенного размера, принимаем ее в качестве основного варианта. На обсуждение представляем также первоначальную разработку (см. рис. 26) и варианты отдельных узлов насоса (например, узла автоматического слива воды, см. рис. 19), целесообразность введения которых конструктор не берет на себя самостоятельно и которые нуждаются в экспериментальной проверке.

Надежность. В дополнение к принятым мерам, обеспечивающим долговечную работу подшипников, вводим закалку с нагревом ТВЧ посадочных поясов вала под подшипники до твердости не ниже HRC 50 с последующим упрочняющим накатыванием закаленными роликами. Вал изготовляем из стали 45.

Для увеличения срока службы смазки и подшипников целесообразно применить масло со стабилизирующими присадками (комплексные присадки ЦИАТИМ-330, АЗНИП-8), что должно быть оговорено в технических требованиях.

Долговечность насоса зависит главным образом от срока службы торцового уплотнения и коррозионной стойкости крыльчатки, корпуса насоса и других деталей, соприкасающихся с водой. Долго-

вечность уплотнения определяется материалом трущихся поверхностей. неподвижный корпус уплотнения выполняем из стали 4Х13, подвергая его азотированию (HV 700—800). Подвижный диск уплотнения изготовляем из той же стали; его рабочей поверхностью покрываем слоем металлокерамической (бронзографитной) композиции, пропитанной силиконовым пластиком.

Для изготовления крыльчатки и корпуса насоса можно применить следующие материалы:

чугун СЧ 30 повышенной прочности, $\sigma_B = 260 \div 300$ МПа, твердость HB 180—250, плотность 7,2 кг/дм³; его недостатком является хрупкость (удлинение $\delta < 0,3\%$) и невысокая коррозионная стойкость в воде;

чугун ЖЧНДХ 15-7-2 (нирезист), $\sigma_B = 250$ МПа, твердость HB 150—170, плотность 7,6 кг/дм³; материал выгодно отличается от серого чугуна пластичностью ($\delta = 3 \div 4\%$); стойкость в пресной воде в 15—20 раз больше, чем у серого чугуна;

силумин АЛ4 (8—10% Si; 0,4% Mn; 0,25% Mg; остальное Al), прочность (в модифицированном состоянии) $\sigma_B = 180 \div 220$ МПа, твердость HB 70—80, удлинение $\delta = 2 \div 3\%$, плотность 2,65 кг/дм³; мате-

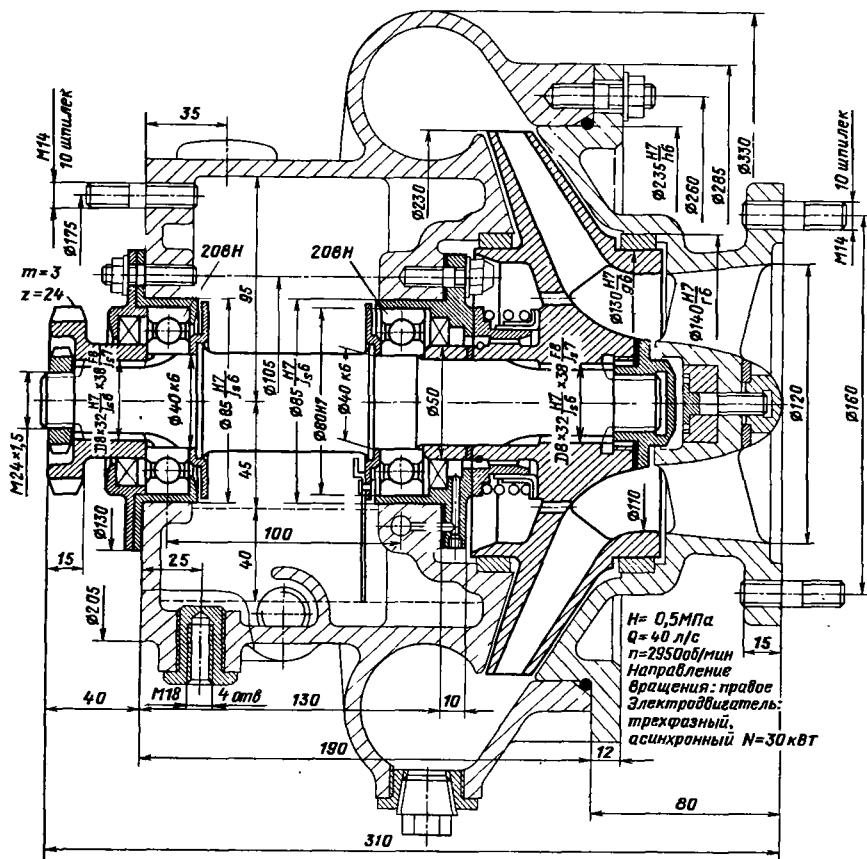


Рис. 28. Насос (рабочая компоновка)

риал обладает хорошими литейными свойствами; стойкость в пресной воде выше, чем у серого чугуна, хотя и уступает стойкости нирезиста.

Силумин выгоден малой плотностью, обуславливающей при равенстве размеров сечений существенное (почти в 3 раза) снижение напряжений от действия центробежных сил по сравнению с предыдущими материалами. Однако надо считаться с его пониженной вследствие малой твердости абразивной стойкостью. Этот недостаток особенно ощутим для крыльчатки, подвергающейся интенсивному воздействию движущегося с большой скоростью потока воды и перемещающейся с еще большей скоростью относительно слоев воды в зазорах между стенками корпуса и дисками крыльчатки.

Сравнив преимущества и недостатки перечисленных материалов, решаем выполнить корпус насоса из силумина, крыльчатку — из нирезиста. Повышенная стоимость последнего вполне окупается увеличением надежности насоса. При конструировании корпуса, выполненного из силумина, необходимо учесть мягкость и пластичность этого материала. В качестве крепежных деталей необходимо применять шпильки. Под гайки следует устанавливать подкладные шайбы. Отверстия под сливную пробку и болты крепления насоса должны быть армированы стальными футеровками. Учитывая пониженную жесткость силумина, стенки корпуса надо делать толщиной не менее 8 мм и усиливать внутренними ребрами.

Для дополнительной защиты стенок водяной полости от коррозии устанавливаем в ступице неподвижного лопаточного аппарата цинковый протек-

тор 2 (см. рис. 27). Другие детали, соприкасающиеся с водой, выполним из коррозионно-стойких сталей: пружину уплотнения, крепежные детали, пробку слива — из термообработанной стали 4X13; стопорные детали — из отожженной стали X18H9.

Среди других мер увеличения надежности отмечаем необходимость термообработки шлицев вала, а также всех крепежных деталей. Шлицевой венец приводного фланца должен иметь твердость не ниже HRC 55, что можно достичь закалкой шлицев с нагревом ТВЧ. Поверхности, по которым работают манжеты севанитовых уплотнений, должны иметь твердость не ниже HRC 45 и шероховатость не более Ra 0,032. Гайки внутренних крепежных деталей следует зафиксировать (застопорить), например, с помощью отгибных шайб.

Рабочая компоновка. После сравнительного анализа и выбора окончательного варианта составляют рабочую компоновку, служащую исходным материалом для рабочего проектирования. На рабочей компоновке (рис. 28) наносят основные расчетные, присоединительные и габаритные размеры, размеры посадочных и центрирующих соединений, тип посадки и качества, серию шарикоподшипников. Указывают максимальный и минимальный уровень масла в маслоотстойнике. На поле чертежа приводят основные характеристики агрегата (производительность, напор, частоту и направление вращения, потребляемую мощность электродвигателя) и технические требования (проверка водяных полостей насоса гидропробой, испытание крыльчатки на прочность под действием центробежных сил и др.). На основании рабочей компоновки производят необходимые проверочные расчеты.

3. МАССА И МЕТАЛЛОЕМКОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

Масса имеет наибольшее значение в транспортном машиностроении, особенно в авиации, где каждый лишний килограмм уменьшает полезную грузоподъемность, скорость и дальность действия. В общем машиностроении уменьшение массы машин означает снижение расхода металла и стоимости изготовления.

Наибольшие возможности экономии металла заложены в снижении массы изделий массового выпуска. Это не освобождает от необходимости добиваться снижения массы машин единичного и малого выпуска, поскольку суммарный их выпуск составляет значительную долю всей машиностроительной продукции.

Следует оговориться, что уменьшение массы конструкции не является безусловной самоцелью. Расходы на материал составляют в общем небольшую часть стоимости машин и очень мало влияют на экономический эффект за все время эксплуатации машины, который зависит главным образом от надежности машины. Если уменьшение массы сопряжено с опасностью уменьшения надежности машины, то целесообразно, особенно в общем машиностроении, сдерживать тенденцию к снижению массы. Лучше иметь несколько более тяжелую машину, но надежную.

Сравнительные качества машин одинакового назначения оценивают показателем удельной массы, представляющей собой частное от деления массы m машины на основной параметр машины.

Для машин-генераторов основной показатель — удельная масса

$$g = \frac{m}{N},$$

где N — мощность агрегата.

Этот показатель учитывает степень конструктивного совершенства машины, а также степень применения легких сплавов и неметаллических материалов.

У двигателей внутреннего сгорания удельная масса имеет следующую величину: для стационарных 10–20, судовых 4–10, автомобильных 2,5–9,5, авиационных 0,7–1,0 кг/кВт.

В транспортном машиностроении для характеристики качества конструкции приме-

няют отношение массы конструкции к полезному грузу. Этот показатель для судового транспорта равен 20–30, железнодорожного 10–20, автотранспорта 3–5 и для самолетов 1,2–2,5.

Качество конструкции металлорежущих станков оценивают отношением массы станка к номинальной мощности приводного двигателя (показатель невыразительный, потому что он не учитывает степень использования номинальной мощности, а также производительность станка).

Совершенство конструкции редукторов характеризуют отношением их массы к передаваемому крутящему моменту или к производимому пере даваемой мощности на передаточное число (степень редукции).

От понятия «масса» следует отличать понятие металлоемкости. Они не равнозначны.

Пусть две машины одинаковых размеров и с одинаковыми параметрами изготовлены одна преимущественно из стали и чугуна, а другая — из легких сплавов (алюминиевых). Очевидно масса второй машины меньше массы первой приблизительно во столько раз, во сколько раз плотность тяжелых материалов больше плотности легких (в данном случае приблизительно в 2 раза). Металлоемкость, рассматриваемая как количество вложенного в машину металла, у них одинаковая.

Металлоемкость лучше выражать объемом металлических деталей, составляющих машину. Тогда наряду с удельной массой следует ввести показатель удельной металлоемкости, как частное от деления объема металлических деталей на основной параметр машины. Значение этого показателя далеко выходит за пределы оценки экономии металлов, осуществленной в машине. Самое важное, что он характеризует и притом гораздо вернее, чем удельная масса, качество конструкции, т. е. рациональность ее схемы и совершенство форм деталей, независимо от плотности использованных материалов.

Так как машины обычно изготавливают из металлов с различной плотностью, то в общем случае показатель удельной металлоемкости имеет вид

$$v = \frac{V}{N} = \frac{\sum m_1}{\gamma_1} + \frac{\sum m_2}{\gamma_2} + \dots,$$

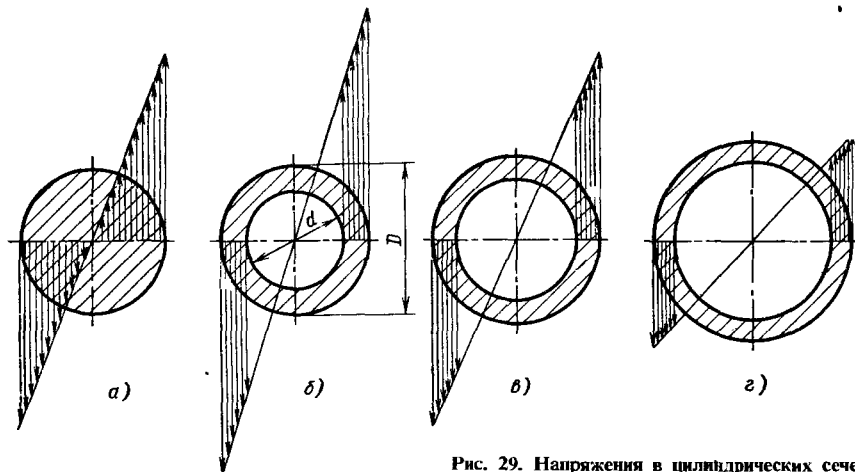


Рис. 29. Напряжения в цилиндрических сечениях

где $\sum m_1$, $\sum m_2$ — суммарные массы деталей, изготовленных соответственно из материалов плотностью $\gamma_1, \gamma_2, \dots$. N — основной параметр машины.

Обратную величину N/V можно назвать коэффициентом использования объема.

Уменьшения массы с параллельным снижением металлоемкости добиваются приданием деталям рациональных сечений и форм, целесообразным использованием прочности материалов, применением прочных материалов, рациональных конструктивных схем, устранением излишних запасов прочности, заменой металлов неметаллическими материалами.

РАЦИОНАЛЬНЫЕ СЕЧЕНИЯ

Максимального снижения массы можно добиться приданием деталям равнопрочности. Идеальный случай, когда напряжения в каждом сечении детали по ее продольной оси и в каждой точке этого сечения одинаковые, возможен только при некоторых видах нагружения, когда нагрузку воспринимает все сечение детали (растяжение-сжатие, отчасти сдвиг) и когда отсутствуют значимые концентраторы напряжений.

При изгибе, кручении и сложных напряженных состояниях напряжения по сечению распределяются неравномерно. Они максимальны в крайних точках сечения, а в других могут снижаться до нуля, например, на нейтральной оси сечения, подвергаемого изгибу. В этих случаях можно только приблизиться к условию полной равнопрочности выравниванием напряжений по сечению, удалением металла из наименее напряженных участков сечения и сосредоточением его в наиболее напряженных местах — на периферии сечения.

В качестве примера рассмотрим цилиндрическую деталь, подвергаемую изгибу или кручению.

Напряжения в массивной детали круглого сечения (нормальные напряжения при изгибе и напряжения сдвига при кручении) распределяются по закону прямой линии, проходящей через центр сечения (на рис. 29, а эпюр напряжений для случая изгиба условно совмещен с плоскостью чертежа).

Удаление слабнонагруженного металла из центра сечения, т. е. придание сечению кольцевой формы, обеспечивает более равномерное распределение напряжений в остающихся участках (рис. 29, б). Чем тоньше стенки кольца т. е. чем больше отношение d/D , тем равномернее распределение напряжений. При сохранении постоянного наружного диаметра уровень напряжений в стенках, естественно, повышается. Однако небольшим увеличением наружного диаметра легко привести напряжения к прежнему уровню и даже значительно их снизить (рис. 29, в и г).

Этот принцип, который можно назвать принципом равного напряжения по сечению, применим к сечениям любой формы.

ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ПРОФИЛЕЙ

Показатели прочности и жесткости профилей.

Относительную выгодность по массе профилей при нагружении изгибом характеризуют величинами W/F и I/F (приведенная прочность и жесткость профиля). Обратные величины F/W и F/I называют соответственно приведенной массой профиля по прочности и жесткости.

Эти показатели имеют размерность длины (W/F , мм; I/F , мм²). Они суммарно характеризуют рациональность профиля по его форме и линейным размерам.

Возведя в выражении W/F знаменатель в степень $3/2$, а в выражении I/F в степень 2, получим безразмерные показатели

$$\omega = \frac{W}{F^{3/2}}, \quad (33)$$

$$i = \frac{I}{F^2}, \quad (34)$$

которые приближенно характеризуют рациональность формы профиля (табл. 4) независимо от его абсолютных размеров.

Обратные величины характеризуют массу профиля






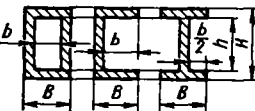
$$gW = \frac{F^{3/2}}{W}, \quad gI = \frac{F^2}{I}.$$

Можно также пользоваться безразмерными показателями

$$\omega' = \frac{W^{2/3}}{F}; \quad i' = \frac{I^{1/2}}{F}.$$

При преобразовании прямоугольного профиля в двутавровый приведенная прочность ω и жесткость i изменяются (рис. 30, а и б). За единицу приняты значения ω и i массивного профиля. Как видно, выгодность профилей

4. Показатели прочности и жесткости профилей¹

Эскиз	F	W	I	ω	i
	$\frac{\pi}{4} D^2$	$0,1D^3$	$0,05D^4$	0,14	0,08
	B^2	$\frac{B^3}{6}$	$\frac{B^4}{12}$	0,166	0,083
	B^2c $c = H/B$	$\frac{B^3c^2}{6}$	$\frac{B^4c^3}{12}$	$0,166\sqrt{c}$	$0,083c$
	$\frac{\pi}{4} D^2(1-a^2)$ $(a = d/D)$	$0,1D^3(1-a^4)$	$0,05D^4(1-a^4)$	$\frac{0,14(1-a^4)}{(1-a^2)^{3/2}}$	$\frac{0,08(1-a^4)}{(1-a^2)^2}$
	$B^2(1-e^2)$ $(e = b/B)$	$\frac{B^3(1-e^4)}{6}$	$\frac{B^4(1-e^4)}{12}$	$\frac{1-e^4}{6(1-e^2)^{3/2}}$	$\frac{1-e^4}{12(1-e^2)^2}$
	$BH(1-\epsilon\eta)$ $(e = b/B)$ $(\eta = h/H)$	$\frac{BH^2(1-\epsilon\eta^3)}{6}$	$\frac{BH^3(1-\epsilon\eta^3)}{12}$	$\frac{\sqrt{c}(1-\epsilon\eta^3)}{6(1-\epsilon\eta)^{3/2}}$	$\frac{c(1-\epsilon\eta^3)}{12(1-\epsilon\eta)^2}$

¹ Случай изгиба в вертикальной плоскости.

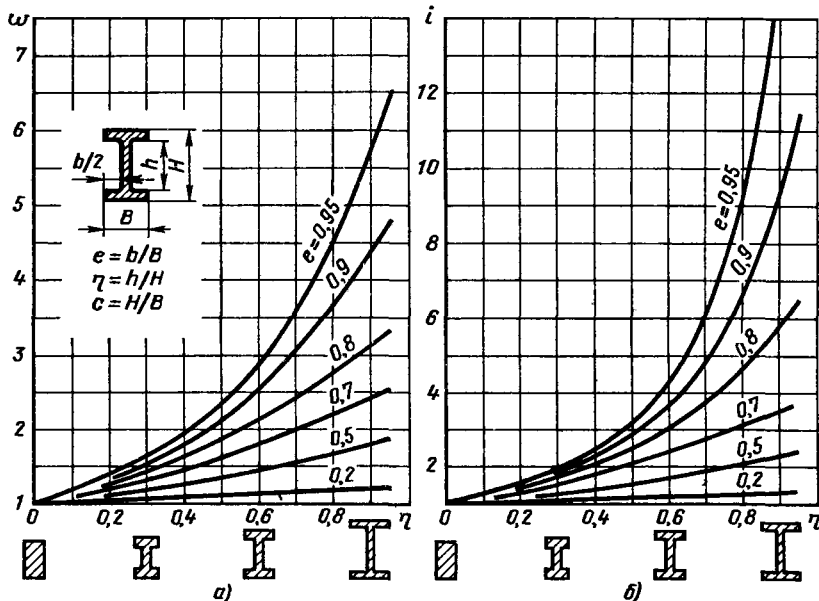


Рис. 30. Показатели прочности (а) и жесткости (б) профилей с различными e и η

резко возрастает с увеличением η и e (утонение стенок, увеличение размеров сечения). При $e = 0,9$ и $\eta = 0,95$ приведенная прочность увеличивается приблизительно в 6 раз, а жесткость в 15 раз по сравнению с исходным профилем.

Прочность и жесткость круглых полых профилей. Для машиностроения наибольший интерес представляют круглые профили (валы, оси и другие цилиндрические детали). Рассмотрим несколько случаев, показывающих характеристики массивных и полых профилей в условиях изгиба и кручения.

Случай 1. Задан наружный диаметр детали ($D = \text{const}$).

Для этого случая действительны следующие соотношения: относительная прочность и жесткость

$$\frac{W}{W_0} = \frac{I}{I_0} = 1 - a^4;$$

относительная масса

$$\frac{m}{m_0} = \frac{F}{F_0} = 1 - a^2.$$

В формулах индекс 0 относится к массивному круглому сечению, а величина a представляет собой отношение диаметра d отверстия к наружному диаметру D детали ($a = d/D$).

Приняв значения W_0, I_0 и $G_0 = m_0$ массивной детали за 1, получаем изображенное на рис. 31, а изменение момента сопротивления, момента инерции и массы детали с увеличением a .

Диаграмма позволяет сделать следующие выводы:

небольшие отверстия ($d < 0,2D$) практически не влияют на прочность, жесткость и массу детали; при $a = 0,3 \div 0,6$ происходит существенное уменьшение массы с одновременным менее резким снижением показателей прочности и жесткости (в случае $a = 0,6$ масса детали уменьшается почти на 40%, а прочность и жесткость снижаются примерно на 10%).

Таким образом, в рассматриваемом случае можно уверенно вводить отверстия диаметром $d = 0,6D$, получая большой выигрыш в массе без существенного уменьшения прочности. С увеличением d свыше $0,6D$ прочность заметно снижается.

Случай 2. Задана прочность ($W = \text{const}$). Наружный диаметр детали изменяется. Для этого случая действительны соотношения

$$\frac{I}{I_0} = \frac{D}{D_0} = \frac{1}{\sqrt{1 - a^4}}; \quad \frac{m}{m_0} = \frac{1 - a^2}{(1 - a^4)^{2/3}};$$

на основании которых построен график на рис. 31, б, изображающий показатели жесткости и массы детали в функции a .

С возрастанием a при одновременном увеличении D массовые и жесткостные характеристики детали непрерывно улучшаются. Увеличение наружного диаметра, требуемое условием равнопрочности, вначале крайне незначительно. Даже при $a = 0,7$ наружный диаметр должен быть увеличен только на 10%, тогда как масса детали при этом снижается на 40%. Момент инерции увеличивается по такой же закономерности, что и наружный диаметр.

Утонение стенок, могущее вызвать местные деформации, особенно на участках приложения нагрузок, и затруднить выполнение на детали конструктивных элементов резьб, выточек, шпоночных кана-

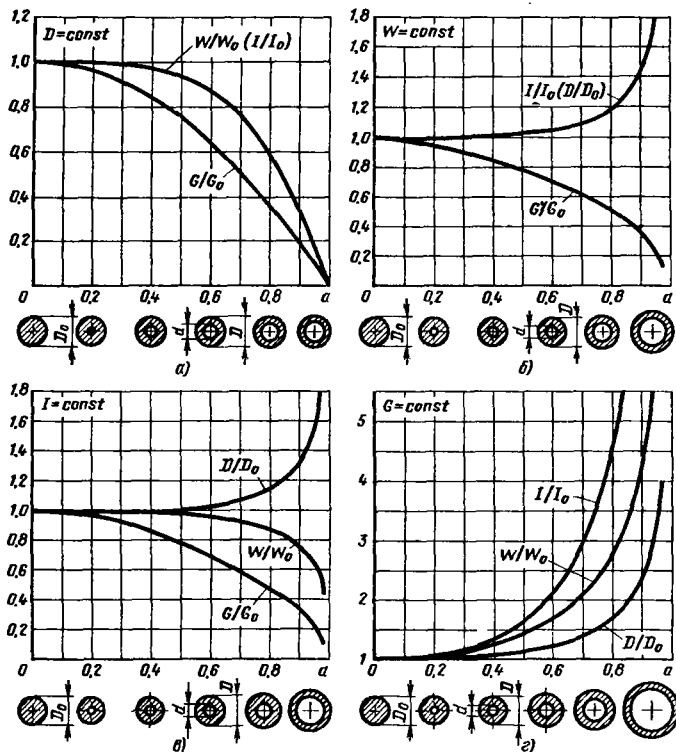


Рис. 31. Параметры цилиндрических сечений $\left(\frac{G}{G_0} = \frac{m}{m_0}\right)$

вок, ограничивает увеличение a . Для валов редко применяют $a > 0,75$. Детали с $a = 0,8 \div 0,95$ относятся к трубам и цилиндрическим оболочкам.

В случае больших значений a выигрыш в массе значителен. Например, масса трубы с $a = 0,95$ составляет только 20% массы равнопрочного сплошного вала, а ее жесткость на кручение почти вдвое больше жесткости вала.

Случай 3. Задана жесткость детали ($I = \text{const}$). Наружный диаметр изменяется.

Расчетные формулы для этого случая:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{\sqrt{1-a^2}}; \quad \frac{W}{W_0} = \sqrt[4]{1-a^4};$$

$$\frac{m}{m_0} = \frac{1-a^2}{\sqrt{1-a^4}}$$

Вычисленные по этим формулам значения D/D_0 , W/W_0 и m/m_0 приведены на рис. 31, а. Увеличение a до 0,6 почти не влияет на диаметр и прочность детали, но сокращает массу примерно на 30%. При $a = 0,75$ диаметр детали увеличивается только на 10%, настолько же уменьшается прочность, а масса уменьшается вдвое.

Случай 4. Задана масса детали ($m = \text{const}$).

Расчетные формулы для этого случая:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{\sqrt{1-a^2}}; \quad \frac{W}{W_0} = \frac{1-a^4}{(1-a^2)^{3/2}};$$

$$\frac{I}{I_0} = \frac{1-a^4}{(1-a^2)^2}.$$

Вычисленные по этим формулам значения D/D_0 , W/W_0 , I/I_0 приведены на рис. 31, б. График свидетельствует о преимуществах пустотелых тонкостенных конструкций. При $a = 0,8$ момент сопротивления и момент инерции сечения увеличиваются соответственно в 2,8 и 4,6 раза, а при $a = 0,9$ — в 4,3 и 10 раз по сравнению с массивной деталью.

Увеличение относительного размера наружных диаметров с одновременным введением внутренних полостей и отверстий приводит к резкому возрастанию прочности и жесткости при одновременном уменьшении массы, улучшает условия работы валов и сопряженных с ними деталей. В современных машинах высокого класса массивные валы почти полностью заменены полыми.

Рассмотренные в настоящем разделе закономерности лежат в основе характерной для современного машиностроения тенденции применять тонкостенные, оболочковые и другие

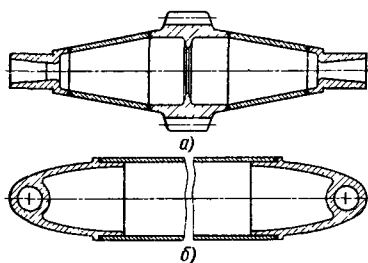


Рис. 32. Оболочковые конструкции:
а — зубчатое колесо; б — стойка

подобные конструкции для деталей, которые должны обладать высокой прочностью и жесткостью при наименьшей массе. Опасность потери местной устойчивости под действием рабочих нагрузок предотвращают увеличением местной жесткости, главным образом усилением слабых мест связями, работающими предпочтительно на растяжение-сжатие.

На рис. 32 приведены примеры оболочковых конструкций с применением труб, соединяемых с массивными элементами конструкции сваркой.

РАВНОПРОЧНОСТЬ

В случае кручения, изгиба и сложных напряженных состояний, когда равенство напряжений по сечению принципиально недостижимо, равнопрочными считают детали, у которых одинаковые максимальные напряжения в каждом сечении (с учетом концентрации напряжений).

При изгибе условие равнопрочности заключается в равенстве отношения рабочего изгибающего момента, действующего в каждом данном сечении, к моменту сопротивления данного сечения. При кручении это условие состоит в равенстве моментов сопротивления кручению каждого сечения детали; при сложных напряженных состояниях — в равенстве запасов прочности.

Понятие равнопрочности применимо и к нескольким деталям, и к конструкции в целом. Равнопрочными являются конструкции, детали которых имеют одинаковый запас прочности по отношению к действующим на них нагрузкам. Это правило распространяется и на детали, выполненные из различных материалов. Так, равнопрочными являются стальная деталь с напряжением 200 МПа при пределе текучести $\sigma_{0,2} = 600$ МПа и деталь из алюминиевого сплава с напряжением 100 МПа при $\sigma_{0,2} = 300$ МПа. В обоих случаях коэффициент запаса прочности равен 3. Значит обе детали одновременно придут в состояние пластиче-

ской деформации при повышении втрое действующих на них нагрузок. Независимо от этого каждая из сравниваемых деталей может еще обладать равнопрочностью в указанном выше смысле, т. е. иметь одинаковый уровень напряжений во всех сечениях.

Рабочие нагрузки и напряжения определяют расчетом. Деталь, рассчитанная как равнопрочная, будет действительно равнопрочной, если расчет правильно определяет истинное распределение напряжений во всех ее частях, что далеко не всегда имеет место.

Формы, требуемые условием равнопрочности, иногда трудно выполнить технологически, и их приходится упрощать. Неизбежные почти во всякой детали дополнительные элементы (цапфы, буртики, канавки, выточки, резьбы), вызывающие иногда местное усиление, а чаще концентрацию напряжений и местное ослабление детали, также вносят поправки в истинное распределение напряжений в детали.

По всем этим причинам понятие равнопрочности деталей относительно. Конструирование равнопрочных деталей практически сводится к приблизительному воспроизведению оптимальных форм, диктуемых условием равнопрочности, при всемерном уменьшении влияния всех источников концентрации напряжений.

Следует иметь в виду, что при прочих одинаковых условиях жесткость равнопрочных деталей меньше, чем жесткость деталей, имеющих хотя бы местные повышенные запасы прочности.

Выигрыш в массе от применения принципа равнопрочности зависит от типа нагружения и способа придания равнопрочности. Некоторое представление о порядке выигрыша в массе (а также снижения жесткости) дает пример консольных балок, нагруженных изгибающей силой P (табл. 5).

На рис. 33 представлены способы придания равнопрочности цилиндрической детали, опертной по концам и подвергающейся изгибу поперечной силой, приложенной посередине пролета.

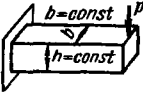
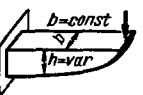
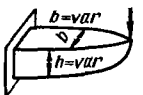
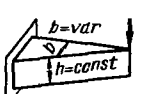
Случай 1. Равнопрочность детали придана изменением ее наружной конфигурации вдоль оси.

Максимальное нормальное напряжение в центральном сечении исходной цилиндрической детали 1 (рис. 33, а)

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{0,1D_0^3},$$

где M_0 — изгибающий момент в центре балки, равный произведению опорной реакции на расстоянии $0,5L$ от центрального сечения до плоскости действия опорной реакции.

5. Масса и жесткость равнопрочных консольных балок

Эскиз	Масса m	Прогиб f	Удельная жесткость m/f
	1	1	1
Исходная конструкция			
	0,66	2	0,33
	0,6	1,8	
$h/b = \text{const}$ (подобные сечения)			
	0,5	1,5	

Максимальное напряжение в произвольном сечении

$$\sigma = \frac{M}{0,1D^3},$$

где $M = M_0 2l/L$ — изгибающий момент в данном сечении; l — расстояние сечения от плоскости опорной реакции.

Следовательно,

$$\sigma = \frac{2M_0}{0,1D^3} \frac{l}{L}.$$

Максимальное напряжение в любом сечении равнопрочной детали должно быть постоянным:

$$\sigma = \sigma_0 = \frac{M_0}{0,1D_0^3} = \frac{2M_0}{0,1D^3} \frac{l}{L} = \text{const};$$

отсюда текущий диаметр равнопрочной детали

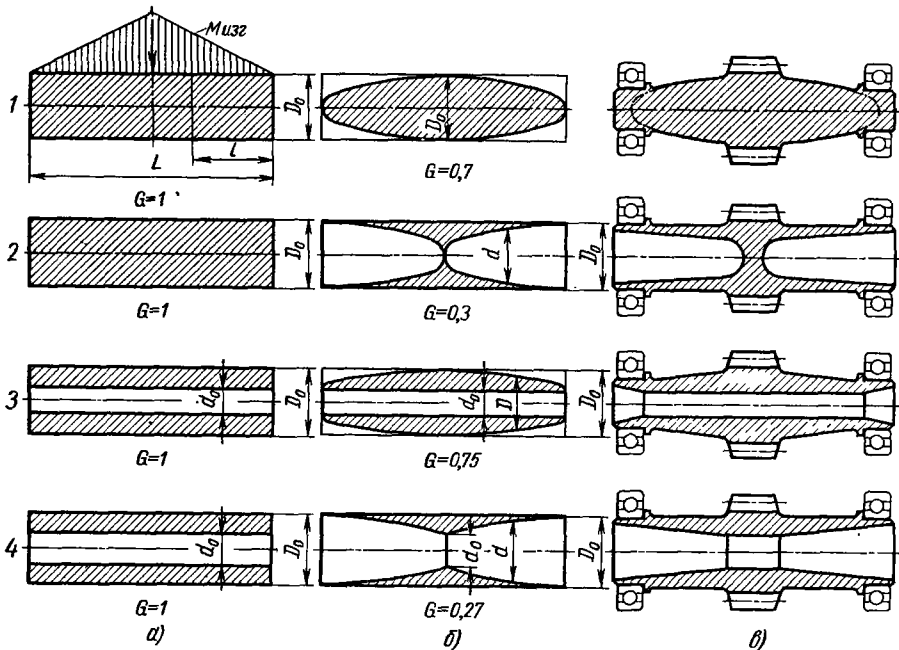
$$D = D_0 \sqrt[3]{\frac{2l}{L}}.$$

Профиль равнопрочной детали 1 приведен на рис. 33,б. На рис. 33,в показано конструктивное оформление равнопрочной детали 1 для случая шестерни-вала, опертого на два подшипника качения. Формы равнопрочности упрощены. К телу детали присоединены цапфы для установки подшипников.

Случай 2. Равнопрочность детали 2 достигнута удалением материала изнутри при постоянстве наружного диаметра.

Рис. 33. Придание цилиндрическим деталям равнопрочности (случай изгиба $G = m$):

a — исходные формы; b — равнопрочные формы; $в$ — конструктивное оформление равнопрочных деталей



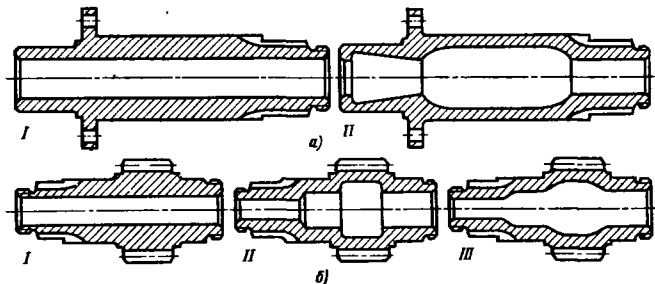


Рис. 34. Придание равнопрочности деталям

Условие равнопрочности

$$\sigma = \sigma_0 = \frac{M_0}{0,1D_0^3} = \frac{2M_0}{0,1D_0^3(1-a^4)} \frac{l}{L} = \text{const},$$

где a — отношение переменного диаметра d внутренней полости к постоянному наружному диаметру D_0 детали.

Текущий диаметр отверстия

$$d = D_0 \sqrt[4]{1 - \frac{2l}{L}}.$$

Профиль равнопрочной детали 2 для этого случая показан на рис. 33,б, а конструктивное оформление — на рис. 33,в.

Большой выигрыш в массе (масса равнопрочной детали составляет только 0,3 массы исходной) является результатом применения в данном случае наряду с принципом равнопрочности также принципа равного напряжения сечений.

Следует отметить, что при этом способе придания равнопрочности диаметр опорных подшипников увеличивается, что несколько уменьшает выигрыш в массе.

Случай 3. Равнопрочность полой детали 3 достигнута изменением ее наружной конфигурации.

По условию равнопрочности переменный наружный диаметр детали

$$D = D_0 \sqrt[4]{\frac{1 - a_0^4}{1 - a^4} \frac{2l}{L}},$$

где $a_0 = d_0/D_0$ — отношение диаметра отверстия к наружному диаметру исходной детали; a — текущее значение d_0/D для равнопрочной детали.

На рис. 33,б и в показаны профиль и конструктивное оформление равнопрочной детали.

Выигрыш в массе при умеренных значениях d_0 в данном случае близок к выигрышу в случае детали 1.

Случай 4. Равнопрочность полой детали 4 достигнута применением конфигурации внутренней полости.

Из условия равнопрочности текущий диаметр внутренней полости

$$d = D_0 \sqrt[4]{1 - \frac{2l}{L}(1 - a_0^4)},$$

где $a_0 = d_0/D_0$ — отношение диаметра внутреннего отверстия к наружному диаметру исходной детали.

Профиль и конструктивное оформление равнопрочной детали показаны на рис. 33,б и в.

Выигрыш в массе в этом случае близок к выигрышу в случае 2.

Снижение жесткости равнопрочных деталей можно предотвратить уменьшением напряжений (что, естественно, уменьшает выигрыш в массе) или применением в каждом отдельном случае рационального способа придания равнопрочности.

Так, равнопрочная деталь 2 (рис. 33,б), выполненная способом удаления металла изнутри, гораздо жестче детали 1, хотя уступает по жесткости исходной массивной цилиндрической детали 2 (рис. 33,а).

Фланцевый вал I (рис. 34,а), нагруженный постоянным крутящим моментом, на участке между фланцем и шлицами неравнопрочен. Напряжения максимальны на шлицевом участке; между шлицами и фланцем, где наружный диаметр вала увеличен, напряжения значительно меньше. Расчет из условия постоянства момента сопротивления кручению по сечениям вала приводит к равнопрочной конструкции II.

Конструкция вала-шестерни I (рис. 34,б) со сквозным отверстием постоянного диаметра при всей простоте и технологичности является неравнопрочной. Вал II со ступенчатой расточкой приближенно равнопрочен. Вал III представляет собой тщательно отработанную конструкцию (с целью повышения циклической прочности) с плавными очертаниями внутренней расточки.

Валы II и особенно III значительно дороже в изготовлении. Однако необходимость облегчения детали и повышения сопротивления усталости часто оправдывает усложнение и удорожание производства.

Особенно важно соблюдать условия равнопрочности для дисковых деталей, вращающихся с большой частотой (роторы турбин, центробежные и аксиальные компрессоры). Центробежные силы, возникающие в таких деталях, вызывают напряжения, возрастающие по направлению к ступице в результате суммирования центробежных сил кольцевых слоев металла по направлению от периферии к центру. Условие равнопрочности в данном случае требует утонения диска к периферии. Эта мера уменьшает

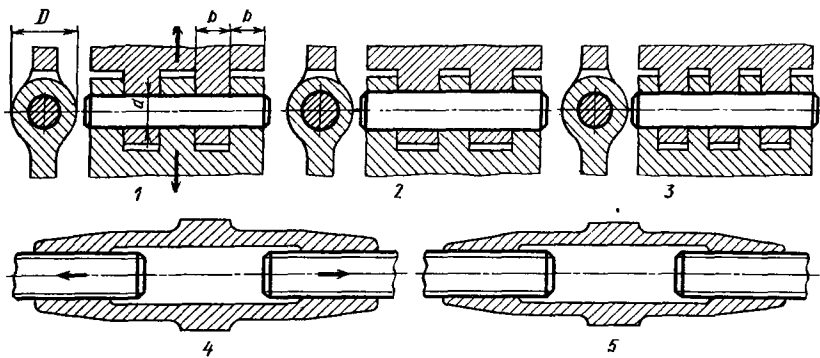


Рис. 35. Придание равнопрочности узлам

массу диска; удаление металла с периферии способствует снижению максимальных напряжений в ступице.

Расчет равнопрочных быстроизнашивающихся дисков сложен, так как в ряде случаев приходится учитывать тепловые напряжения, возникающие от неравномерности температурного поля диска. Во многих случаях картина усложняется явлением теплового удара, вызываемого на некоторых режимах работы неустановившимися потоками тепла от периферии к центру или наоборот.

Равнопрочность узлов. Осуществление принципа равнопрочности в узлах и соединениях рассмотрим на примерах.

Конструкция соединения звеньев цепного конвейера 1 (рис. 35) неравнопрочна по трем признакам:

запас прочности на разрыв у основания b проушин верхнего звена меньше, чем у нижнего, в 1,5 раза (отношение числа проушин на том и другом звеньях);

запас прочности на срез пальца диаметром d (при обычном соотношении прочности на срез и разрыв 0,7) в 2 раза меньше запаса прочности на разрыв в проушинах нижнего звена;

запас прочности на разрыв проушин по диаметру D в 1,5 раза больше, чем в их основаниях.

В равнопрочной конструкции 2 суммарная ширина оснований проушин верхнего и нижнего звеньев одинакова, что обеспечивает равенство напряжений в проушинах. Диаметр пальца увеличен, а стенки проушин утонены из условия равнопрочности.

В конструкции 3 равнопрочность пальца и проушин достигнута увеличением числа плоскостей среза до шести (вместо четырех в предыдущих конструкциях), вследствие чего диаметр пальца может быть уменьшен в $\sqrt{2/3} = 0,8$ раза по сравнению с конструкцией 2.

Конструкция тендера 4 неравнопрочна: элементарный расчет показывает, что напряжения разрыва в кольцевом сечении тендера в 3 раза меньше, чем в нарезных стержнях. Полная равнопрочность в данном случае неосуществима из-за технологически недопустимого утонения стенок тендера. В технологически приемлемой конструкции 5 запас прочности в тендере все же в 2 раза больше, чем в стержнях.

В качестве общего замечания к данному примеру отметим, что кольцевые сечения очень обманчивы при зрительной оценке на прочность. Прочность на разрыв таких деталей пропорциональна квадрату, на изгиб и кручение — кубу, а жесткость — четвертой степени диаметра. При глазомерной оценке конструктор обычно впадает в ошибку, заключающуюся в преувеличении размеров кольцевых деталей.

ОБЛЕГЧЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Если полную равнопрочность трудно обеспечить из-за сложной конфигурации детали и неопределенности действующих в ней напряжений, то ограничиваются удалением металла из явно малонапряженных участков, находящихся в стороне от силового потока.

Шестерни 1 типа дисков (рис. 36) целесообразно облегчать выборками 2. Фланцевые валы 3 облегчают удалением излишнего материала под центрирующими буртиками и буртиками для фиксации головок болтов 4, а также заменой прямоугольного сопряжения фланца с радиусным валом 5. Уменьшение массы сопряжения в последнем случае составляет ~20%.

Значительного уменьшения массы можно достичь изменением круглой формы фланца на многоугольную 6 или форму с выкружками 7. Выигрыш в массе зависит от числа болтов. В рассматриваемом случае (шесть болтов) он очень велик. Масса болтового пояса флан-

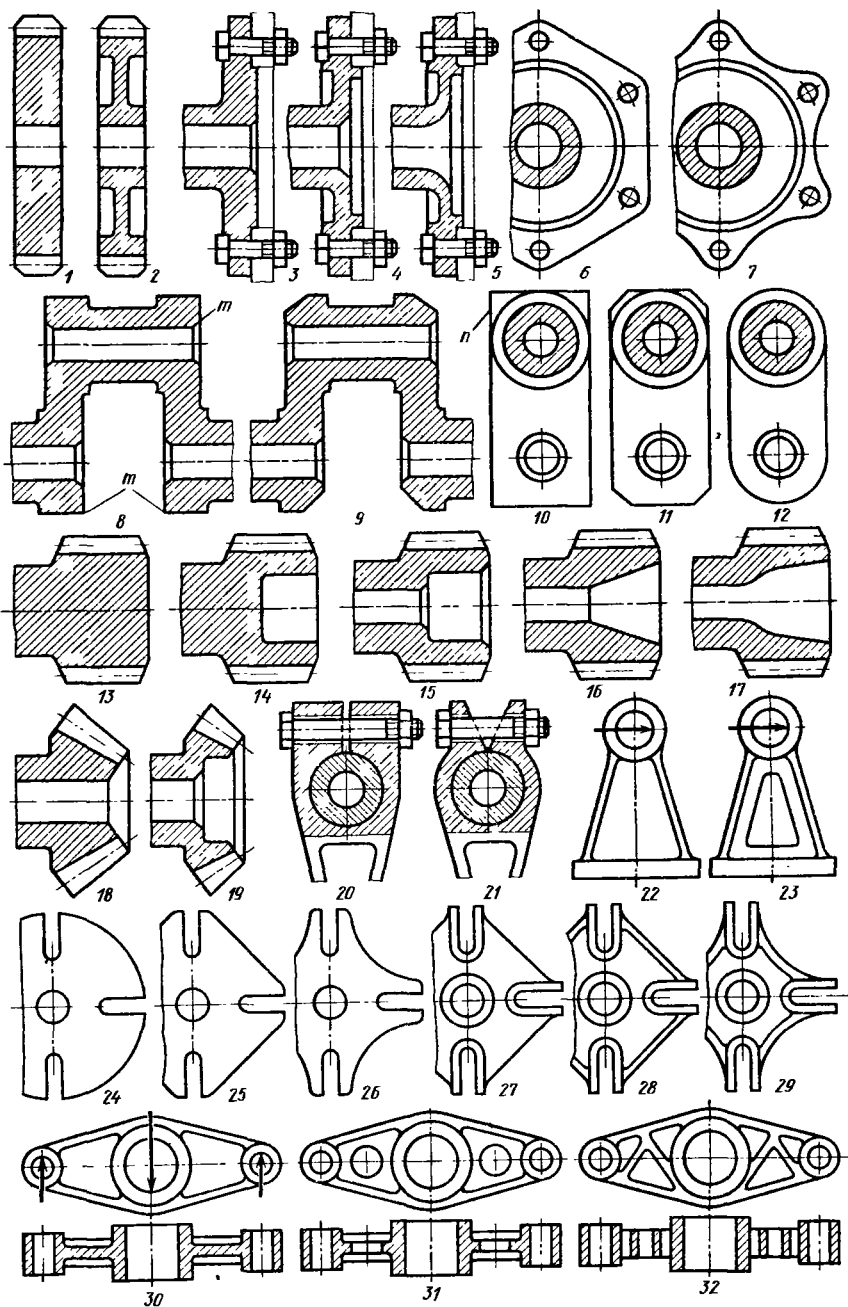


Рис. 36. Примеры облегчения деталей

ца б уменьшается примерно на 30%, а фланца 7 — на 40% по сравнению с круглым фланцем.

В коленчатых валах 8 внешние углы m шек не участвуют в передаче сил от шатунных шеек к коренным. Удаление этих углов, не снижая прочности вала 9, дает заметный выигрыш в массе. Равным образом целесообразно удаление излишнего материала на участках n шек 10—12.

Последовательные этапы 13—17 облегчения консольного вала шестерни показаны на рис. 36.

Коническое зубчатое колесо 18 можно облегчить удалением части зубьев на меньшем диаметре 19, мало участвующих в передаче сил вследствие пониженной их жесткости. Помимо выигрыша в массе укорочение зубьев способствует более равномерному распределению нагрузки по длине зуба и уменьшению действующей на зубья силы вследствие увели-

чения среднего радиуса ее приложения.

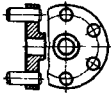
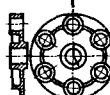
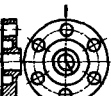
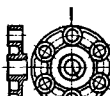

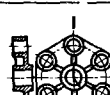
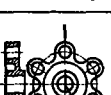

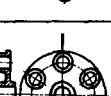
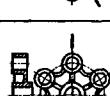
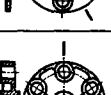
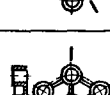
Клеммные соединения 20 облегчают удалением избыточного материала на ушках и у основания клеммы 21. Детали типа кронштейнов 22, работающие на изгиб, можно облегчить удалением малонагруженного материала в центральной части корпуса кронштейна 23.

В конструкциях 24—26 пазового поводка облегчение достигнуто изменением наружной конфигурации диска поводка, в конструкциях 27—29, помимо того, — уменьшением толщины диска. Ширина рабочих граней пазов, определяющая несущую способность поводка, сохранена прежней путем окантовки пазов.

Двуглавый рычаг 30 можно облегчить удалением неработающих средних участков тавра 31 или приделанием рычагу решетчатой ферменной формы 32.

В табл. 6 приведены способы облегчения сателлитодержателя с консольными пальцами. Не следует пренебрегать возможностями

6. Облегчение конструкции сателлитодержателя

Эскиз	Способ облегчения	Эскиз	Способ облегчения
	Исходная конструкция		Ступицы пальцев подкреплены внутренним кольцевым ребром
	Кольцевая выборка на участке между ступицей и поясом крепления пальцев		Пояс крепления пальцев усилен двумя кольцевыми ребрами
	То же. Сквозные отверстия в промежутках между пальцами		Ступицы пальцев соединены радиальными ребрами с центральной ступицей
	Фигурная выборка диска между ступицами пальцев		Ступицы пальцев подкреплены шестиугольной рамкой
	Утонение диска		Уменьшение высоты шестиугольной рамки
	Ступицы пальцев для увеличения жесткости охвачены кольцевым ребром		Звездчатая конструкция

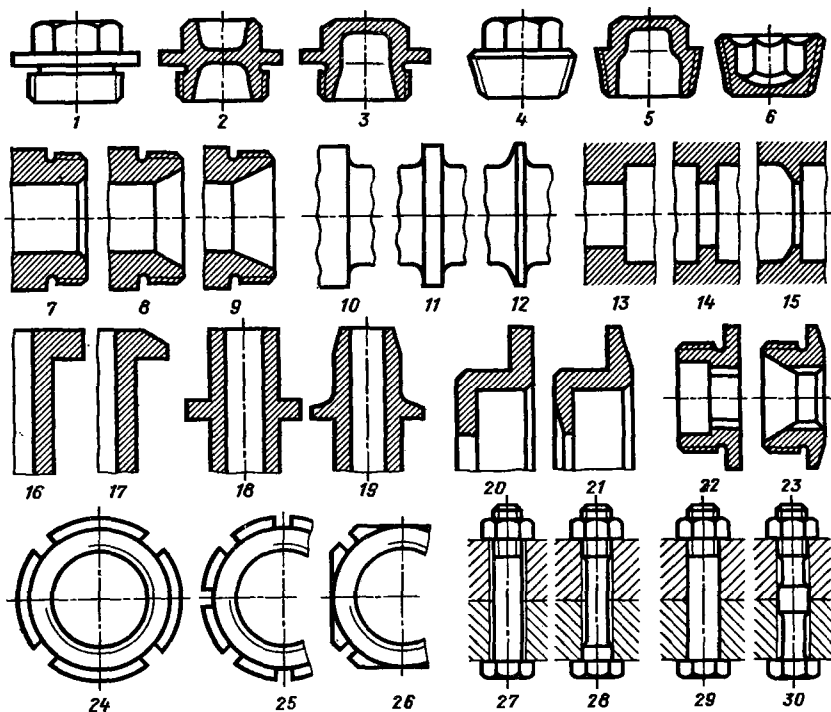


Рис. 37. Примеры облегчения деталей

облегчения удалением лишнего металла даже на мелких деталях и на отдельных участках деталей. Несмотря на то, что выигрыш в массе в каждом таком частном случае невелик, общий эффект ввиду частой встречаемости таких деталей довольно значителен.

На рис. 37 приведены примеры уменьшения массы деталей типа пробок 1–6, резьбовых валов 7–9, ступенчатых валов 10–12, ступенчатых отверстий 13–15, втулок 16–19, дисков 20–21, кольцевых гаек 24–26.

Заметный выигрыш в массе машины дает облегчение крепежных деталей. Придание рациональных форм крепежным деталям сопровождается прочностными и технологическими выгодами. В качестве примера приведен случай стяжного болта 27. Облегченная конструкция 28 обладает повышенной циклической прочностью, особенно если резьба выполнена накатыванием, а стержень редуцированием.

В случае призонного болта 29 уменьшение диаметра стержня 30 обеспечивает еще сокращение объема точной механической обработки.

В машинах, где снижение массы играет большую роль, применяют облегченные гайки и головки болтов с уменьшенными радиальными размерами.

Влияние диаметра на эффективность облегчения. При облегчении цилиндрических деталей типа дисков, крышек, колец, а также деталей с фигурными наружными очертаниями, например в виде многоугольников, следует иметь в виду, что наибольший эффект дает снятие материала с периферии и относительно меньший — на участках, близких к центру.

Сравним эффективность снижения массы при уменьшении размеров на различных диаметрах. На рис. 38, а приведен диск с ободом и ступицей. Определим выигрыш в массе при удалении участков металла одинаковой ши-

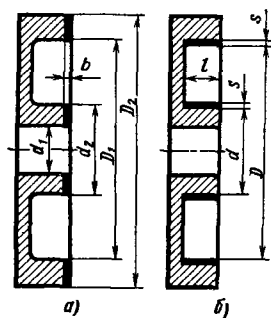


Рис. 38. Облегчение дисковых деталей

рины b на ободе и ступице (на рисунке зачернены).

Объем металла, снимаемого с обода. $V_1 = 0,785bD_2^2 [1 - (D_1/D_2)^2]$.

Объем металла, снимаемого со ступицы, $V_2 = 0,785bd_2^2 [1 - (d_1/d_2)^2]$.

Отношение

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{D_2^2}{d_2^2} \cdot \frac{1 - (D_1/D_2)^2}{1 - (d_1/d_2)^2} \quad (35)$$

подчинено квадратичной зависимости, ослабленной влиянием отношения наружных и внутренних диаметров обода и ступицы.

Пусть толщина стенок обода и ступицы одинакова и $D_1/D_2 = 0,8$. При изображенных на рисунке соотношениях $d_1/d_2 = 0,5$ формула (35) принимает вид

$$\frac{V_1}{V_2} = 0,5 \left(\frac{D_2}{d_2} \right)^2.$$

При $D_2/d_2 = 3$ отношение $V_1/V_2 = 4,5$. В частном случае $D_1/D_2 = d_1/d_2$ получается чисто квадратичная зависимость $V_1/V_2 = (D_2/d_2)^2 = 9$.

На рис. 38,6 представлен случай уменьшения массы удалением кольцевых объемов одинаковой толщины z с различных диаметров.

В данном случае объем, снимаемый с обода, $V_1 \approx \pi D a l$, объем, снимаемый со ступицы $V_2 = \pi d a l$ и отношение $V_1/V_2 = D/d$, т. е. прямо пропорциональны отношению диаметров.

Таким образом, выигрыш от удаления металла на различных диаметрах зависит от способа облегчения и конфигурации детали. Зависимость его от диаметра колеблется в пределах от D/d до $(D/d)^2$.

Способ уменьшения толщины по направлению к периферии широко применяют для облегчения деталей типа дисков, фланцев, крышек, тем более что эта форма часто соответствует закону изменения напряжений по радиусу (крышки, нагруженные осевой силой, приложенной в центре; фланцы, нагруженные крутящим или опрокидывающим моментом; вращающиеся диски, нагруженные центробежными силами).

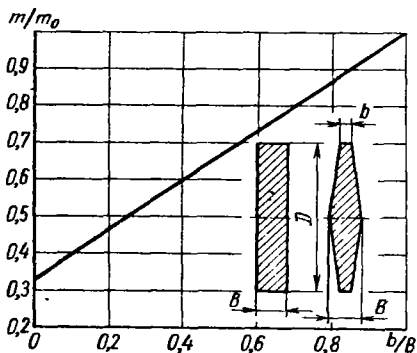


Рис. 39. Относительная масса конических дисков

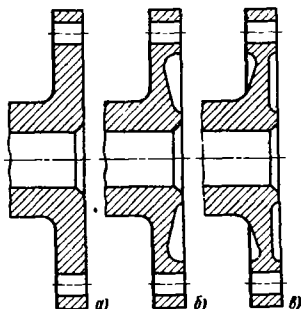


Рис. 40. Облегчение фланцев

Выигрыш от утонения дисков к периферии можно оценить для простейшего случая замены диска прямоугольного профиля (в меридиональном сечении) трапециевидальным (рис. 39).

Объем диска прямоугольного профиля $V_0 = 0,785D^2 B$. Объем трапециевидального диска

$$V = 0,785D^2 B \frac{1 + 2b/B}{3}.$$

Отношение массы m трапециевидального диска к массе m_0 диска прямоугольного профиля

$$\frac{m}{m_0} = \frac{V}{V_0} = \frac{2}{3} \frac{b}{B} + \frac{1}{3},$$

т. е. зависит от отношения b/B .

При $b/B = 0$ (треугольный профиль) диск получается в 3 раза легче диска прямоугольного профиля. Для наиболее употребительного диапазона $b/B = 0,3 \div 0,5$ масса трапециевидальных дисков равна 0,5–0,65 массы диска прямоугольного профиля.

На рис. 40,а и б приведен пример утонения фланца по направлению к периферии. Для увеличения жесткости и устойчивости в поперечном направлении облегчаемым фланцам часто придают коническую форму (рис. 40, в).

Предпочтительность сокращения объемов металла на больших диаметрах следует иметь в виду и при облегчении мелких деталей. Втулки следует облегчать выборками не по внутреннему диаметру (рис. 41, а), а по наружному (рис. 41, б).

Отношение массы первых втулок к массе вторых (при равной толщине стенок): для внешней втулки

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{D_2 + D_1}{D_2 + D_3},$$

для внутренней

$$\frac{g_1}{g_2} = \frac{d_2 + d_1}{d_2 + d_3}.$$

При отношениях, изображенных на рис. 41, для внешней втулки $m_1/m_2 = 0,92$ и внутренней $g_1/g_2 = 0,88$. Таким сравнительно малым выигрышем (8–12%) не следует пренебрегать, если учесть рас-

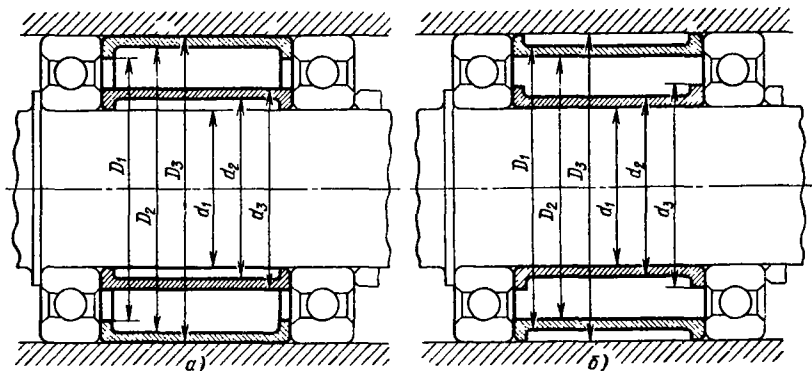


Рис. 41. Облегчение цилиндрических деталей

пространственность подобных деталей в машиностроении.

Влияние галтелей, скосов и конусов. Массу деталей можно заметно снизить увеличением радиусов сопряжения стенок детали, т. е. приданием им более плавных очертаний.

Случай 1. Сопряжение двух плоских стенок под углом 90° (рис. 42, а). Выигрыш от увеличения радиуса галтели характеризуется легко выводимым соотношением

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\pi}{4} \frac{1}{1 - \frac{r}{R} \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)},$$

где r и R — соответственно исходный и увеличенный радиусы галтели; m и m_0 — массы сопряжений.

По сравнению с сопряжением без галтели ($r = 0$) $m/m_0 = \pi/4 = 0,785$, т. е. выигрыш равен $\sim 20\%$.

При скосе стенок сопряжения (рис. 42, б) отношение массы m скошенного соединения к массе m_0 соединения под прямым углом

$$\frac{m}{m_0} = \frac{1}{\sin \alpha + \cos \alpha}.$$

Это отношение имеет минимум при $\alpha = 45^\circ$, равный 0,71. Таким образом, выигрыш в массе по сравнению с сопряжением под прямым углом составляет $\sim 30\%$.

Случай 2. Сопряжение трех взаимно перпендикулярных плоских стенок.

При увеличении радиуса сферической галтели от r до R

$$\frac{m}{m_0} = \frac{1}{\left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{6}{\pi} \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]}.$$

По сравнению с сопряжением под прямым пространственным углом ($r = 0$)

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\pi}{6} = 0,52,$$

т. е. выигрыш равен 48%.

Для случая скоса под прямым углом 45° пространственного сопряжения трех взаимно перпендикулярных стенок

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\sin 60^\circ}{3 \sin^2 45^\circ} = 0,57,$$

т. е. выигрыш равен 43%.

Подчеркиваем, что речь идет о сокращении только массы сопряжения; выигрыш в массе всей детали, естественно, зависит от соотношения массы сопряжений и массы детали в целом.

На рис. 42, в — д показаны способы облегчения сопряжения цилиндрических тел, состоя-

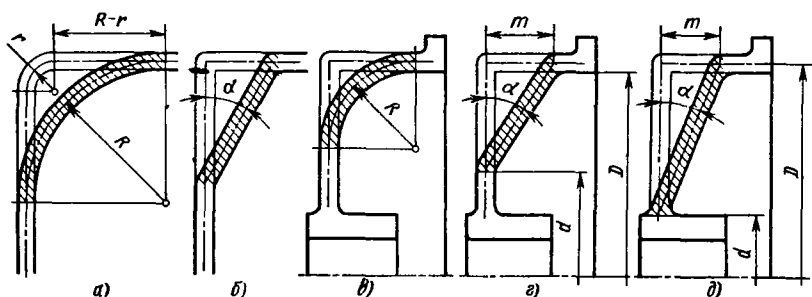


Рис. 42. Снижение массы сопряжений

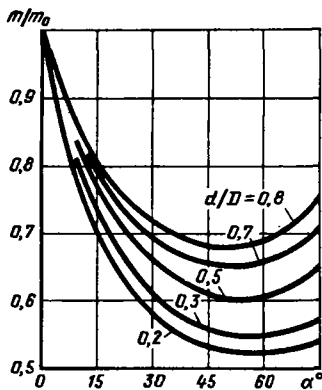


Рис. 43. Масса конических сопряжений

щих из плоской стенки и обечайки, введением галтелей и скосов на участке сопряжения, а также заменой плоской стенки конусом.

Уменьшение массы при введении галтели (рис. 42, в) выражается соотношением

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\pi}{2} \frac{1 - R/D}{2 - R/D},$$

где D — диаметр обечайки.

По сравнению с прямоугольным сопряжением ($R = 0$)

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\pi}{4} = 0,785,$$

т. е. выигрыш при замене прямоугольного сопряжения галтельным равен $\sim 20\%$.

Уменьшение массы в результате скоса или замены плоской стенки конусом

$$\frac{m}{m_0} = \frac{1}{\cos \alpha + \frac{2 \sin \alpha}{1 + d/D}}$$

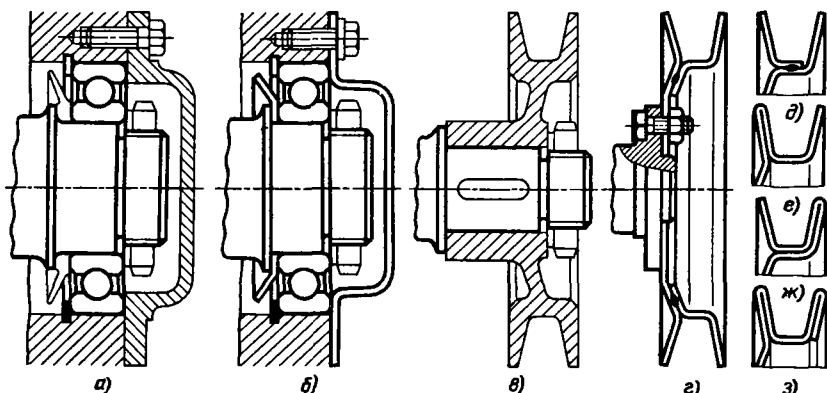


Рис. 44. Замена литых деталей штампованными:

а, б — крышка подшипникового узла; в—г — шкив клиноременной передачи

Отношение m/m_0 показано на рис. 43 в функции α для различных значений d/D . Придание стенкам конусности с углом α до 60° дает значительный выигрыш. Снижение массы в рассматриваемом случае обусловлено главным образом уменьшением длины обечайки на величину m .

Если длина обечайки задана, то коническая форма увеличивает массу стенки в отношении $m/m_0 = 1/\cos \alpha$.

Увеличение массы незначительно (4% при $\alpha = 15^\circ$ и 6% при $\alpha = 20^\circ$). Поэтому сознательно идут на это, учитывая, что конические стенки повышают жесткость детали.

Конусообразные формы не рекомендуются для деталей, вращающихся с большой частотой, так как в данном случае центробежные силы вызывают сложный пространственный изгиб конического диска, стремясь как бы прилечь ему плоскую форму.

ЛИСТОВЫЕ ШТАМПОВАННЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Действенным средством уменьшения массы является применение листовых штампованных конструкций. Детали в виде тел вращения (рис. 44) изготавливают раскатыванием на токарных станках (в условиях единичного или мелкосерийного производства) или штамповкой. В серийном производстве, когда масштаб выпуска оправдывает изготовление штампов, целесообразно переводить на листовую штамповку крупные детали (щитки, панели, кожухи, диафрагмы, обтекатели, обливовки и др.).

Пониженную прочность и жесткость тонколистовых конструкций компенсируют приданием скорлупчатых или сводчатых форм, выдавливанием рельефов, отбортовкой, введением связей, приваркой профилей жесткости.

Детали из пластичных металлов (низкоуглеродистые стали, дюралюмины в отожженном или све-

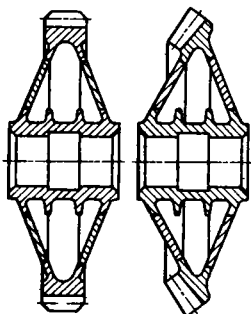


Рис. 45. Зубчатые колеса (оболочковые конструкции)

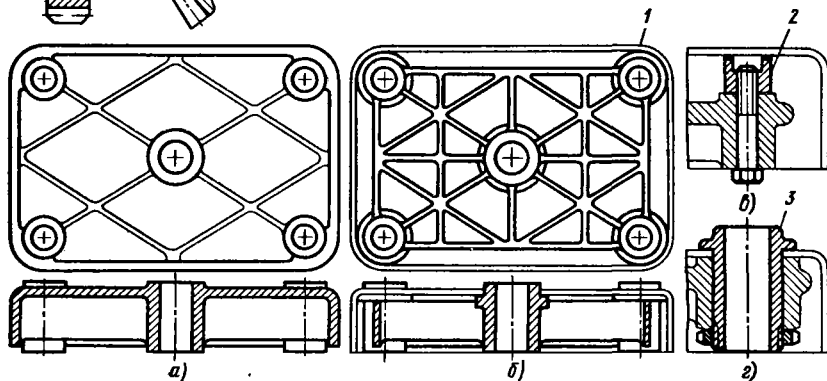


Рис. 46. Стол цельнолитой (а) и скелетной (б) конструкции

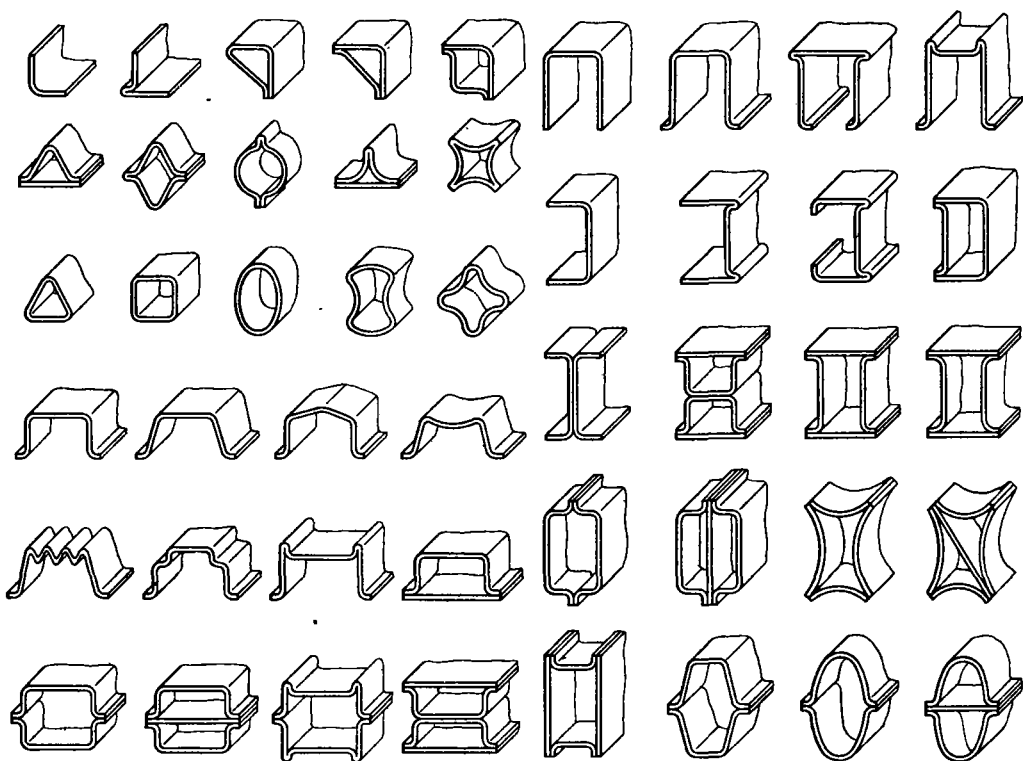


Рис. 47. Холодногнутые профили

жезакаленном состоянии) при толщине листов не более 3—4 мм изготавливают холодной штамповкой, а в случае глубокой вытяжки — в несколько операций с промежуточным отжигом для снятия нагартовки. Детали из листов толщиной в среднем более 4 мм изготавливают горячей штамповкой.

На рис. 45 приведены примеры сварных тонкостенных (оболочковых) конструкций.

В ряде случаев существенного уменьшения массы корпусных деталей можно добиться применением скелетных конструкций. Литьем выполняют только те элементы детали, которые нуждаются в точном взаимном расположении. Эти элементы соединяют облегченными литыми связями. Образовавшийся скелет покрывают облицовкой из листового материала.

На рис. 46, а представлена цельнолитая конструкция стола корпусной детали. В скелетной конструкции отливка выполнена в виде открытой решетки, связывающей центральную и периферийные бобышки; решетка закрыта тонколистовой облицовкой 1 (рис. 46, б).

Способ крепления стальных облицовок без применения наружных крепежных деталей показан на рис. 46, в. К облицовке приваривают контактную сваркой бобышки 2, с помощью которых облицовку притягивают болтами к литому скелету. Если в конструкции имеются съемные втулки 3, облицовку можно крепить защемлением под фланец втулки (рис. 46, г).

Из листовой стали сваривают несложные корпусные детали коробчатого типа, например, корпуса передач. Их прочность значительно превосходит прочность литых чугунных корпусов. Корпуса сложной формы этим способом изготавливать нерентабельно в связи с необходимостью изготовления большого числа заготовок и повышенным объемом сварочных операций.

В рамных и ферменных конструкциях значительного снижения массы можно достичь применением облегченных холодногнутых профи-

лей из листового материала (рис. 47), изготовляемых на роликовых профилегибочных станках.

ЭКСТРУЗИЯ

Большие возможности облегчения деталей обеспечивает процесс экструзии (выдавливание из цилиндра нагретого до пластичного состояния металла через отверстие матрицы), освоением в настоящее время для легких сплавов и сталей.

Вводя в отверстие матрицы профильные дорны, можно придать изделиям сложную форму, требуемую функциональным назначением детали. В частности, можно получить рациональные по прочности и жесткости профили с перегородками (рис. 48, а), диагональными связями (рис. 48, б, в), ячеистые и сотовые профили (рис. 48, г, д).

Детали с переменным по длине профилем формируют путем программированного перемещения дорнов относительно матрицы, вследствие чего последовательно изменяются размеры и форма профилирующего сечения, через которое вытекает металл.

Перемещением ступенчатого дорна вперед и назад по заданной программе получают грубачгие детали переменной толщины (рис. 48, е), с утолщениями на концах (рис. 48, ж), с внутренними кольцевыми и вафельными ребрами (рис. 48, з, и). Вращением дорна в процессе прессования получают внутренние спиральные ребра.

Длина деталей, изготавливаемых экструзией, ограничивается объемом рабочего цилиндра экструдера.

ВЛИЯНИЕ ВИДА НАГРУЖЕНИЯ

Один из основных способов уменьшения массы — рациональное нагружение деталей с максимальным использованием их материала.

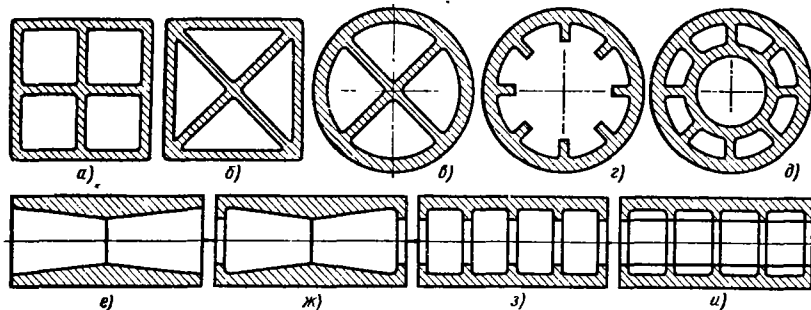
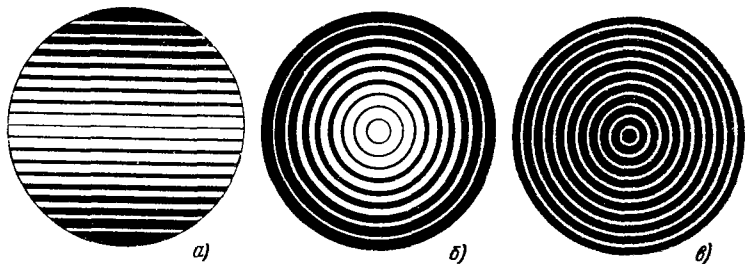


Рис. 48. Профили, получаемые экструзией

Рис. 49. Распределение напряжений в цилиндрических сечениях:
 а — изгиб; б — кручение;
 в — растяжение-сжатие



На рис. 49 дан пример использования материала при различных видах нагружения детали круглого сечения. Величина напряжений условно показана толщиной линий штриховки.

При изгибе сечение работает преимущественно крайними точками, расположенными в плоскости действующей силы. По мере приближения к нейтральной оси напряжения уменьшаются вплоть до нуля. В случае кручения все точки периферии нагружены одинаково. Однако напряжения в кольцевых сечениях убывают по мере приближения к центру, где они становятся равными нулю.

Наиболее выгоден случай растяжения-сжатия, когда все точки сечения работают при одинаковом напряжении и материал используется наиболее полно.

Где только возможно, следует заменять изгиб растяжением-сжатием, как это делается, например, в стержневых и ферменных системах.

Там, где изгиб неизбежен по функциональному назначению детали, его отрицательное влияние следует компенсировать следующими конструктивными мерами:

применять рациональные сечения с разнородным материалом по направлению действия максимальных напряжений (сечения с более равномерным распределением напряжений);

уменьшать изгибающий момент сокращением плеча изгибающей силы, т. е. уменьшать пролеты между опорами, рационально располагать опоры и устранять консольное нагружение, невыгодное по напряжениям и деформациям.

В системах, работающих на растяжение-сжатие, изгиб нередко возникает в результате асимметрии сечений, внецентренного приложения нагрузки или криволинейности формы детали.

Рассмотрим влияние внецентренного приложения нагрузки на напряжения в детали.

В брус прямоугольного сечения шириной a и толщиной b , растягиваемом силой P (рис. 50, а), сделана односторонняя выборка шириной an ($n = 0 \div 1$).

Максимальное напряжение σ растяжения в среднем сечении бруса равно сумме напряжений от действия силы P и изгибающего момента $0,5Pan$:

$$\sigma = \frac{P}{ab(1-n)} + \frac{0,5 \cdot 6Pan}{ba^2(1-n)^2}$$

Если сила P приложена по центру среднего сечения (рис. 50, б), то напряжение растяжения в среднем сечении

$$\sigma_1 = \frac{P}{ab(1-n)}$$

Отношение

$$\frac{\sigma}{\sigma_1} = 1 + \frac{3n}{1-n}$$

приведено на рис. 51. Эксцентричное приложение силы P увеличивает напряжения растяжения тем больше, чем больше эксцентриситет. Так, при $n = 0,25$ напряжение в 2 раза больше, чем в случае центральной нагрузки. Следовательно, перенесение точки приложения растягивающей силы в центр сечения (в рассматриваемом случае на $0,125a$) снижает напряжение в бруске в 2 раза.

Введение симметричной выборки на противоположной стороне бруса (рис. 50, в), несмотря на уменьшение сечения, снижает напряжения вследствие устранения изгибающего момента.

Напряжение в этом случае

$$\sigma_2 = \frac{P}{ab(1-2n)}$$

Отношение

$$\frac{\sigma}{\sigma_2} = \frac{1-2n}{1-n} + \frac{3n(1-2n)}{(1-n)^2}$$

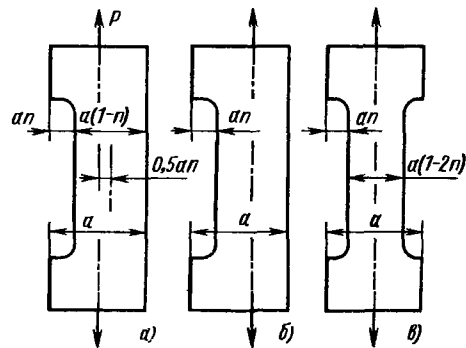


Рис. 50. Напряжения при внецентренном растяжении

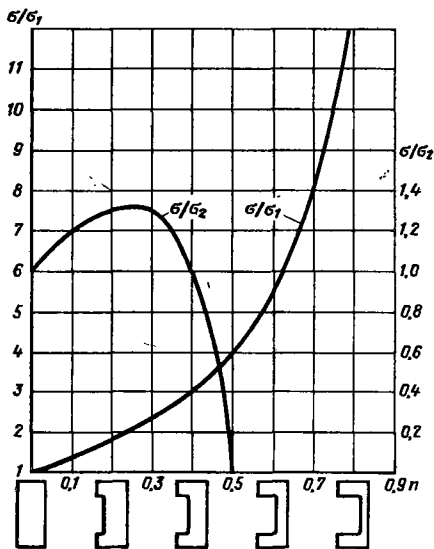


Рис. 51. Напряжения в функции относительной ширины выборки

приведено на рис. 51. Введение симметричной выборки обеспечивает в интервале n от 0 до 0,4 определенный выигрыш в прочности. При $n = 0,25$, когда $\sigma/\sigma_2 = \max$, выигрыш равен 25%. При $n = 0,4$ бруски с одно- и двусторонней выборкой становятся равнопрочными.

При внецентренном нагружении шатуна силой сжатия (рис. 52, а) в стержне шатуна возникают дополнительные напряжения изгиба, из-за чего приходится увеличивать сечение стержня, а следовательно, и массу конструкции. Тот же недостаток, но в меньшей степени присущ конструкции на рис. 52, б, где внецентренный изгиб возникает вследствие асимметрии сечения стержня относительно напря-

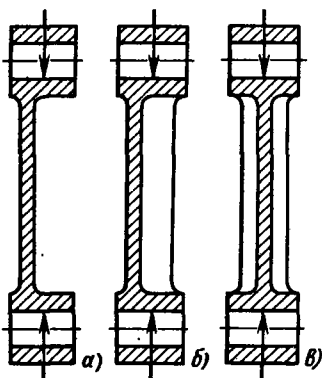


Рис. 52. Разгрузка шатуна от изгиба

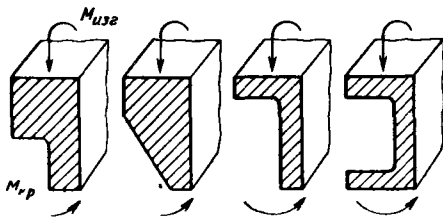


Рис. 53. Формы сечений, вызывающие кручение при изгибе

вления действия сил. В рациональной конструкции (рис. 52, в) с симметричными относительно нагрузки сечениями нагрузка приводится к чистому сжатию; при прочих равных условиях масса конструкции получается наименьшей.

У деталей, подвергающихся изгибу, асимметрия сечений вызывает кручение (рис. 53) и появление лишних напряжений сдвига, суммирующихся с напряжениями изгиба.

В качестве конструктивного примера на рис. 54, а, б показан рычаг, к концам которого приложены силы, действующие в плоскости $A-A$. Вследствие смещения плоскости действия сил относительно стержня последний подвергается скручиванию. В правильной конструкции (рис. 54, в) с сечениями, симметричными относительно действия сил, кручение ликвидировано.

В деталях, подвергающихся чистому изгибу, целесообразно вводить некоторую асимметрию сечений с целью уменьшения напряжений растяжения за счет увеличения напряжений сжатия.

Большинство конструкционных материалов лучше сопротивляется сжатию, чем растяжению. Разрушение почти всегда начинается на участках, подвергаю-

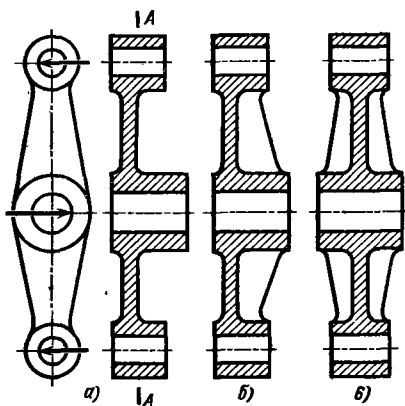


Рис. 54. Устранение кручения при изгибе

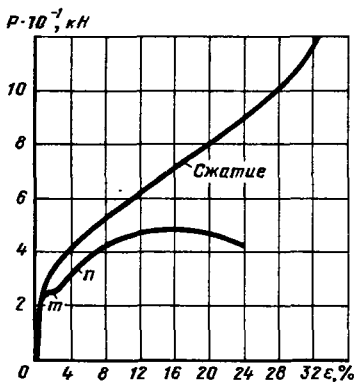


Рис. 55. Растяжение и сжатие образцов (сталь 20)

щихся растяжению, а не сжатию, так как первое способствует выявлению внутренних дефектов материала (микротрещин, микропор и т. п.), которые, разрастаясь под действием растягивающих напряжений, являются началом разрушения. Напряжения сжатия, напротив, способствуют закрытию микродефектов.

Это свойство особенно резко выражено у пластичных металлов. На рис. 55 приведена диаграмма нагружения на растяжение и сжатие образцов из низкоуглеродистой стали. В случае растяжения материал проходит через хорошо известные стадии: после упругой деформации металл начинает течь (участок *m*) и в результате объемного наклепа упрочняется (участок *п*). По достижении предела прочности начинается образование шейки, заканчивающееся разрушением образца.

По-иному ведет себя материал в условиях сжатия. После периода упругих деформаций он непрерывно упрочняется как вследствие наклепа, так и вследствие увеличения поперечных размеров образца (бочкообразное расплющивание). Пластичный материал ни при каких условиях не удастся довести до разрушения.

В реальных конструкциях использовать это преимущество далеко не всегда возможно, так как пластические деформации наиболее нагруженных на сжатие элементов системы (а в ферменных системах еще и продольный их изгиб) могут сделать систему неработоспособной вследствие нарушения ее геомет-

рии, хотя разрушение системы еще не наступит. У хрупких материалов (например, чугунов) при сжатии наступает хрупкое разрушение, начинающееся с образования трещин и заканчивающееся раскалыванием образца. Однако для таких материалов характерна резкая анизотропия механических свойств при растяжении и сжатии. Например, предел прочности чугуна при сжатии в 2,5–4 раза больше, чем при растяжении.

Металлы, занимающие по пластичности промежуточное положение между приведенными крайними случаями, как правило, также лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению. Так, предел прочности при сжатии закаленной и отпущенной при 250°C стали 45, дюралюмина Д16 после закалки и старения и твердой латуни ЛО 70-1 превышает предел прочности их при растяжении соответственно в 1,4; 1,7 и 2 раза. Исключение представляют магниевые сплавы, которые сопротивляются сжатию хуже, чем растяжению.

На рис. 56 приведены примеры нецелесообразного (а, в) и целесообразного (б, г) нагружения профилей (изгиб консольной балки). Пониженный уровень растягивающихся напряжений в схемах б, г способствует упрочнению детали несмотря на одновременное повышение напряжений сжатия.

В несимметричных профилях соотношение между максимальными напряжениями растяжения и сжатия определяется формой профиля и далеко не всегда является оптимальным.

Прочность сталей на сжатие выше, чем на растяжение, в 1,2–1,6 раза. Для использования этого соотношения целесообразно при нагрузке одноосного направления применять слабо асимметричные профили типа, изображенного на рис. 57, а. Участки, подвергающиеся растяжению, выгодно усиливать накладками из материала, более прочного, чем материал основной детали (рис. 57, б).

Для материалов с асимметрией прочностных свойств, сопротивляющихся сжатию лучше, чем растяжению (серый чугун, пластики), соотношение между максимальным напряжением сжатия и растяжения целесообразно увеличивать в отношении пределов прочности при сжатии и растяжении.

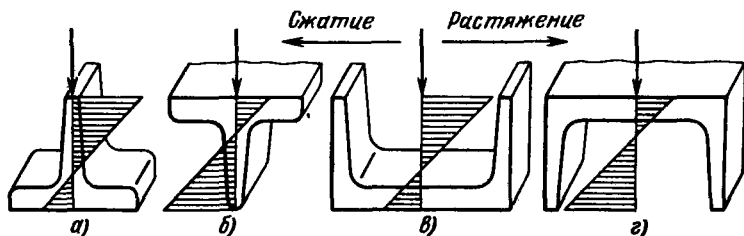


Рис. 56. Напряжения в асимметричных профилях (эпюры напряжений условно совмещены с плоскостью чертежа)

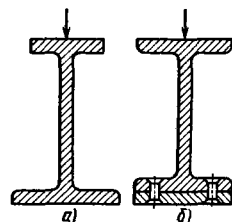


Рис. 57. Усиление участков сечений, подвергающихся растяжению

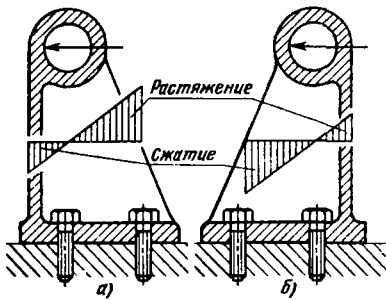


Рис. 58. Нерациональная (а) и целесообразная (б) конструкции чугуного коленчатого вала

На рис. 58 приведены нерациональная (а) и рациональная (б) конструкции литого коленчатого вала из серого чугуна, подвергающегося изгибу.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ

Наибольшие возможности уменьшения массы заложены в применении рациональных конструктивных схем с наименьшим числом деталей и наиболее выгодным течением силового потока.

Уменьшение числа звеньев

Сокращение звеньев механизма и устранение излишних звеньев способствуют значи-

тельному снижению массы агрегата. Например, упразднение кривокопфа (рис. 59, а) в поршневых двигателях, который раньше устанавливали с целью разгрузки стенок цилиндра от поперечных сил, вызываемых наклоном шатуна при вращении кривошипа. Оказалось, что функцию кривокопфа может выполнять поршень, если увеличить его высоту и улучшить смазку. Бескривокопфные (тронковые) двигатели (вид б) имеют почти вдвое меньшую высоту.

В конструкции кулачкового привода (рис. 59, в) кулачок действует на коромысло через толкатель 1. В ряде случаев можно применить более рациональную схему привода непосредственно кулачком (рис. 59, г), обеспечивающую уменьшение числа деталей, габаритных размеров, инерционных нагрузок и более благоприятное замыкание сил. В первой конструкции силы замыкаются на участке h корпуса, который должен обладать прочностью, достаточной для восприятия нагрузки на привод. Во второй конструкции протяженность нагруженного участка h_1 значительно меньше, что снижает массу и силы инерции, действующие в механизме.

В узле привода валов 2 (рис. 59, д) можно устранить промежуточный вал 3 путем уменьшения диаметра конических колес 4 (рис. 59, е). Для сохранения направления вращения валов 2 следует переменить расположе-

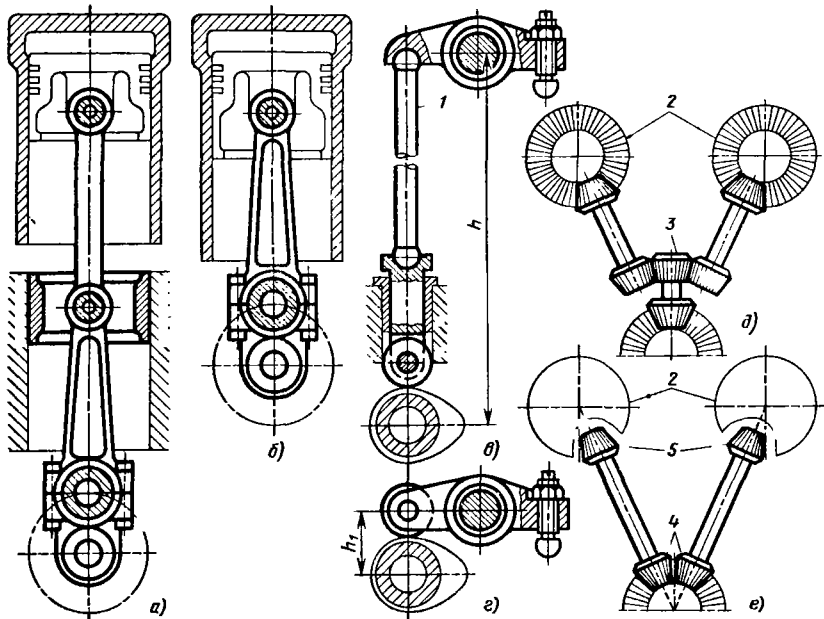


Рис. 59. Устранение лишних звеньев

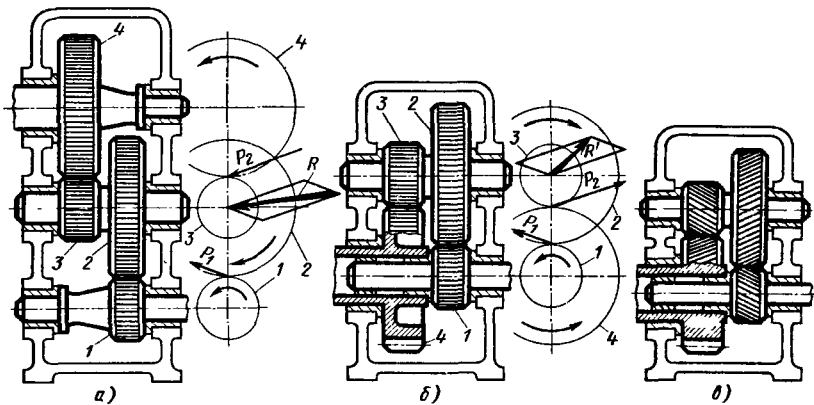


Рис. 60. Уменьшение габаритных размеров и массы двухступенчатого редуктора

ние колес 5 относительно колес валов 2. Переделка упрощает конструкцию.

Компактность конструкций

Примером рационального размещения деталей с целью уменьшения объема и габаритных размеров может служить двухступенчатый редуктор. Исходную конструкцию (рис. 60, а), выполненную по обычной трехвальной схеме, можно сделать более компактной и легкой, если конечное зубчатое колесо 4 перебора установить соосно с начальным колесом 1 (рис. 60, б, «двухвальная схема»).

Кроме того, при таком расположении колес 1 и 4 значительно снижаются силы, действующие на промежуточные колеса 2 и 3 и определяющие нагрузку на подшипники, а также уменьшаются нагрузки на стенки корпуса. На рис. 60, а силы P_1 и P_2 привода от начального и конечного колес направлены в одну сторону; их результирующая R значительна. На рис. 60, б силы направлены в разные стороны, благодаря чему результирующая R' уменьшается почти в 2 раза.

Дальнейшее снижение размеров и массы можно осуществить уменьшением диаметра зубчатых колес (рис. 60, в). Повышение окружных сил можно компенсировать увеличением длины зуба, переходом на косой или шевронный зуб, изготовлением колес из более прочных и твердых материалов и применением рациональной смазки.

Следует всемерно использовать габариты для размещения наибольшего возможного числа рабочих элементов. Этот принцип, который можно назвать принципом плотной упаковки, позволяет добиться значительно-го выигрыша в габаритных размерах и массе

или в тех же размерах увеличить несущую способность конструкции.

На рис. 61, а приведена амортизирующая муфта, передающая крутящий момент через шесть пакетов шайб из упругого материала. В тех же габаритах можно разместить восемь пакетов (рис. 61, б). Передаваемый крутящий момент увеличивается в 1,33 раза. При заданном крутящем моменте можно уменьшить габариты и массу муфты.

Несущую способность плавающей кулаково-дисковой муфты обычной конструкции (рис. 61, в) можно значительно повысить, выполнив ведущие элементы в виде гребенок. В конструкции на рис. 61, г в связи с увеличением в 4 раза числа рабочих поверхностей и их длины передаваемый крутящий момент при тех же габаритах муфты возрастает в 6 раз.

Колесо свободного хода (обгонная муфта) примитивной конструкции (рис. 61, д) имеет три шарика, залеженные в наклонные выемки ведущего диска и подаваемые пружинами в суживающуюся полость, где они заклиниваются. При замене шариков роликами с увеличением их числа (рис. 61, е) несущая способность муфты значительно увеличивается.

В еще более плотно упакованной конструкции (рис. 61, ж) ведущие элементы выполнены в виде призм, рабочие поверхности которых профилированы так, что линия контакта наклонена к радиусу под углом, меньшим угла трения. Пружинное кольцо 1 постоянно поворачивает призмы в положение зацепления. В этой конструкции использована практически вся окружность колеса; несущая способность ее в десятки раз больше несущей способности исходной конструкции.

Пример рационального использования материала приведен на рис. 62 (фрикционное цент-

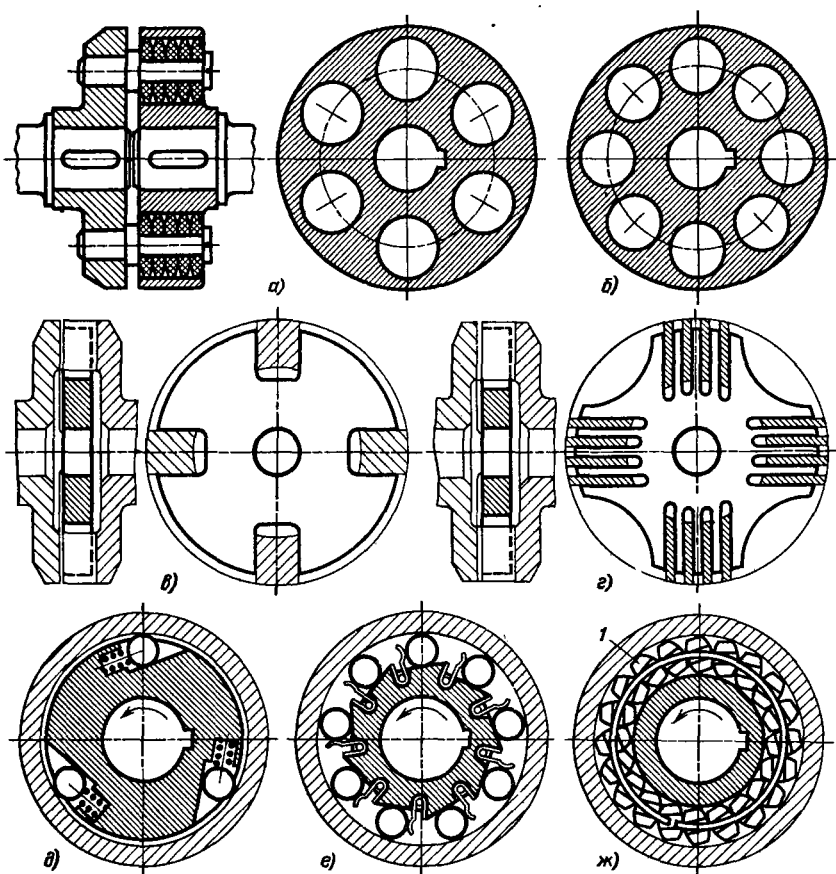


Рис. 61. Рациональное использование габаритных размеров

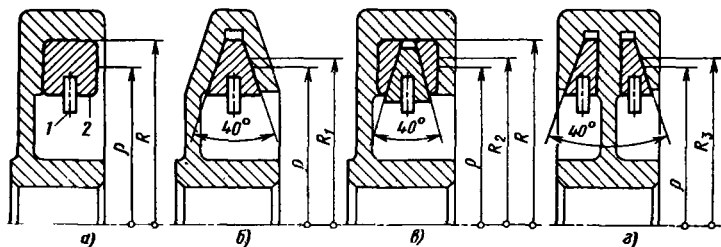


Рис. 62. Рациональное использование материала в центробежной фрикционной муфте

робежное сцепление). В конструкции ведущим элементом является набор бронзовых сухарей 2, выполненных в виде кольцевых сегментов, соединенных штифтами 1 с поводком (на рисунке не показан).

Ведущая сила равна произведению центробежной силы $P_{цб}$ сухарей на коэффициент трения f между сухарями и поверхностями трения ведомой детали и пропорциональна квадрату частоты вращения по-

водка. Крутящий момент, передаваемый сцеплением,

$$M = P_{цб} f R = m \omega^2 \rho f R,$$

где m — суммарная масса сухарей, кг; ω — угловая скорость, рад/с; ρ — расстояние от оси вращения до центра тяжести сухарей, м; R — радиус поверхности трения (радиус трения), м.

В конструкции б) применены сухари трапециевидного сечения, установленные в биконической выточке ведомой детали.

Благодаря клиновидности сухарей крутящий момент, передаваемый сцеплением (при той же массе сухарей и радиусе ρ), увеличивается в $\frac{1}{\sin \alpha/2} \frac{R}{R_1}$ раз, где R_1 — новое значение радиуса трения.

Обозначим крутящие моменты, передаваемые фрикционными в схемах a и b , соответственно через M_a и M_b . При соотношениях, принятых на рис. 62,

$$\frac{M_b}{M_a} = \frac{1}{\sin \alpha/2} \frac{R}{R_1} = \frac{0,9}{\sin 20^\circ} = 2,7.$$

Таким образом, момент, передаваемый сцеплением, при той же массе сухарей возрастает почти в 3 раза по сравнению с исходной конструкцией.

В конструкции a каждый сухарь разделен на три части: внутреннюю трапецидального профиля и боковые треугольного профиля. Центробежная сила такого составного сухаря, действующая на цилиндрическую поверхность трения ведомой детали, равна (при равенстве масс сухарей и радиуса ρ) центробежной силе, возникающей в конструкции b . Вместе с тем внутренний трапецидальный элемент, действуя на боковые элементы подобно клину, вызывает дополнительные поперечные силы

$\frac{P'_{ц.б}}{\operatorname{tg} \alpha/2}$ ($P'_{ц.б}$ — центробежная сила внутреннего элемента), воспринимаемые щеками ведомой детали.

Дополнительный крутящий момент

$$M' = M \frac{m'}{m} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \frac{R_2}{R},$$

где m'/m — отношение масс внутренних элементов сухарей к их общей массе; R_2 — радиус трения на щеках ведомой детали. Пусть $m'/m = 0,6$. Отношение общего крутящего момента M_b , передаваемого сцеплением, к крутящему моменту M_a в исходной конструкции a

$$\begin{aligned} \frac{M_b}{M_a} &= 1 + \frac{m'}{m} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \frac{R_2}{R_1} = \\ &= 1 + 0,6 \frac{0,9}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 2,5. \end{aligned}$$

Таким образом, в результате разделения сухарей без увеличения их массы передаваемый крутящий момент возрастает в 2,5 раза по сравнению с исходной конструкцией.

Если применить два ряда трапецидального профиля (схема z), то каждый из них будет действовать на две поверхности: коническую (щек) и плоскую (центрального диска ведомой детали). При одинаковости суммарной массы сухарей и расстояния ρ крутящий момент в этой конструкции больше, чем в исходной конструкции:

$$\begin{aligned} \frac{M_z}{M_a} &= \left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha/2} \right) \frac{R_3}{R_1} = \\ &= \left(\frac{1}{\sin 20^\circ} + \frac{1}{\operatorname{tg} 20^\circ} \right) 0,9 = 5,2. \end{aligned}$$

Основной выигрыш в этом случае обусловлен уменьшением угла клиновидности сухарей вдвое по сравнению с конструкцией b . Аналогичный результат можно получить и в конструкции b , уменьшив угол с 40° до 20° . Однако удельные нагрузки на по-

верхностях трения в этом случае будут вдвое больше, чем в конструкции z .

Влияние силовой схемы

Масса конструкции во многом зависит от силовой схемы, т. е. от способа восприятия и замыкания главных действующих в конструкции нагрузок. Силовая схема рациональна, если силы замыкаются на коротком участке элементами, работающими предпочтительно на растяжение или сжатие. Целесообразно использовать имеющиеся элементы конструкции, так как введение специальных элементов увеличивает массу.

Привод роторной машины 1 через редуктор 2 и коническую шестеренную передачу 3 (рис. 63, a) нерационален. Возникающие на шестернях радиальные и осевые силы нагружают валы и корпуса машины и редуктора. Установка отличается большими размерами. Целесообразен привод от фланцевого электродвигателя через соосный редуктор 4 , смонтированный непосредственно на корпусе машины (рис. 63, b). В этом случае реактивные силы привода уравниваются на кратчайшем пути в корпусе редуктора, не вызывая дополнительных нагрузок на элементы системы. Габариты установки резко сокращаются. Помимо этого, все приводные механизмы получаются закрытыми, что позволяет организовать правильную их смазку.

В двигателях внутреннего сгорания с объемным блоком цилиндров восприятие сил вспышек возможно тремя основными способами: по схеме несущих шпилек 5 , притягивающих блок к картеру (рис. 63, $в$); по схеме несущих рубашек, притягиваемых к картеру шпильками 6 (рис. 63, $г$); по схеме несущих цилиндров, притягиваемых к картеру гайками 7 (рис. 63, $д$).

Во второй схеме силы вспышки воспринимаются литыми стенками рубашек, обладающими пониженной прочностью, что требует увеличения сечения стенок.

В третьей схеме силы вспышки воспринимаются стенками стальных цилиндров. Так как стенки цилиндров по технологическим условиям нельзя выполнить тоньше определенного минимума, они, как правило, обладают резервом прочности против действия газовых сил. Следовательно, их можно нагружать затяжкой без дополнительного увеличения сечений. Это делает схему несущих цилиндров принципиально наиболее легкой.

Конструкция $в$ сложнее остальных из-за стальных шпилек, роль которых в других случаях выполняют неизбежные в конструкции двигателя элементы (в конструкции $г$ — рубашка, в конструкции $д$ — цилиндры).

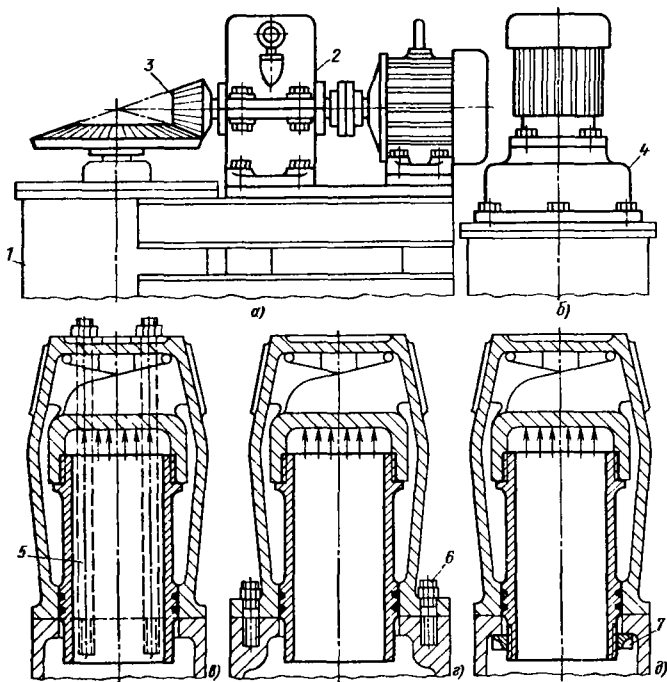


Рис. 63. Улучшение силовых схем

На рис. 64 приведены примеры уравновешивания внутренних сил в механизмах. Осевые силы, возникающие в передачах с косозубыми колесами и нагружающие подшипники (а), уравновешивают ребрами (б) на одном из колес (конструкцию применяют при небольших диаметрах колес), стариванием колес с противоположным направлением зубьев (в) и (конструкция наиболее рациональная) применением шевронного зуба (г).

В дисковом фрикционном сцеплении (вид д) сила нажима передается на подшипники ведомого диска. В рациональной конструкции е сила сжатия полностью уравновешивается в ведомом диске. Кроме того, в этой конструкции две поверхности трения вместо одной, как в конструкции д, что позволяет вдвое увеличить передаваемый крутящий момент или при заданном крутящем моменте примерно вдвое уменьшить радиальные размеры.

Аналогичный пример уравновешивания осевых сил в коническом фрикционном сцеплении приведен на рис. 64, ж и з. В центробежном компрессоре с открытой крыльчаткой (и) подшипники испытывают большое давление, действующее на спинку крыльчатки. В закрытой крыльчатке (к) эта сила уравновешивается действующим в обратном направлении давлением на крышечный диск. Полностью разгружена от осевых сил крыльчатка с двусторонним входом (л).

На рис. 65 показаны силовые схемы роторов турбин с наборными лопатками. Цельнокованый ротор 1 невыгоден по массе. Несколько лучше конструкция 2 с облегчающими выборками по торцам. Барабанный пустотелый ротор 3 имеет малую массу, но недостаточно прочен и жесток против действия центробежных сил лопаток. В конструкциях 4—6 барабан усилен внутренними кольцевыми ребрами.

В наиболее прочных и легких дисковых конструкциях 7—12 центробежные силы лопаток воспринимаются дисками, работающими на растяжение. Диски соединяют затяжкой на центральном валу (роторы 7—9) или периферийными болтами (ротор 10). В конструкции 7 диски затянуты на центральном валу по ступице, вследствие чего в них создаются нежелательные напряжения изгиба. Этот недостаток устранен в конструкции 8, где диски затянуты по ободам. В конструкции 9 диски расположены между лопатками, что облегчает изготовление пазов и монтаж лопаток.

Сварные конструкции представлены в двух разновидностях. В роторе 11 диски при сварке центрируют один относительно другого фальшоправкой, вводимой в центральные отверстия, которые ослабляют диски. В конструкции 12 диски фиксируются центральными шипами, что позволяет сделать их сплюснутыми.

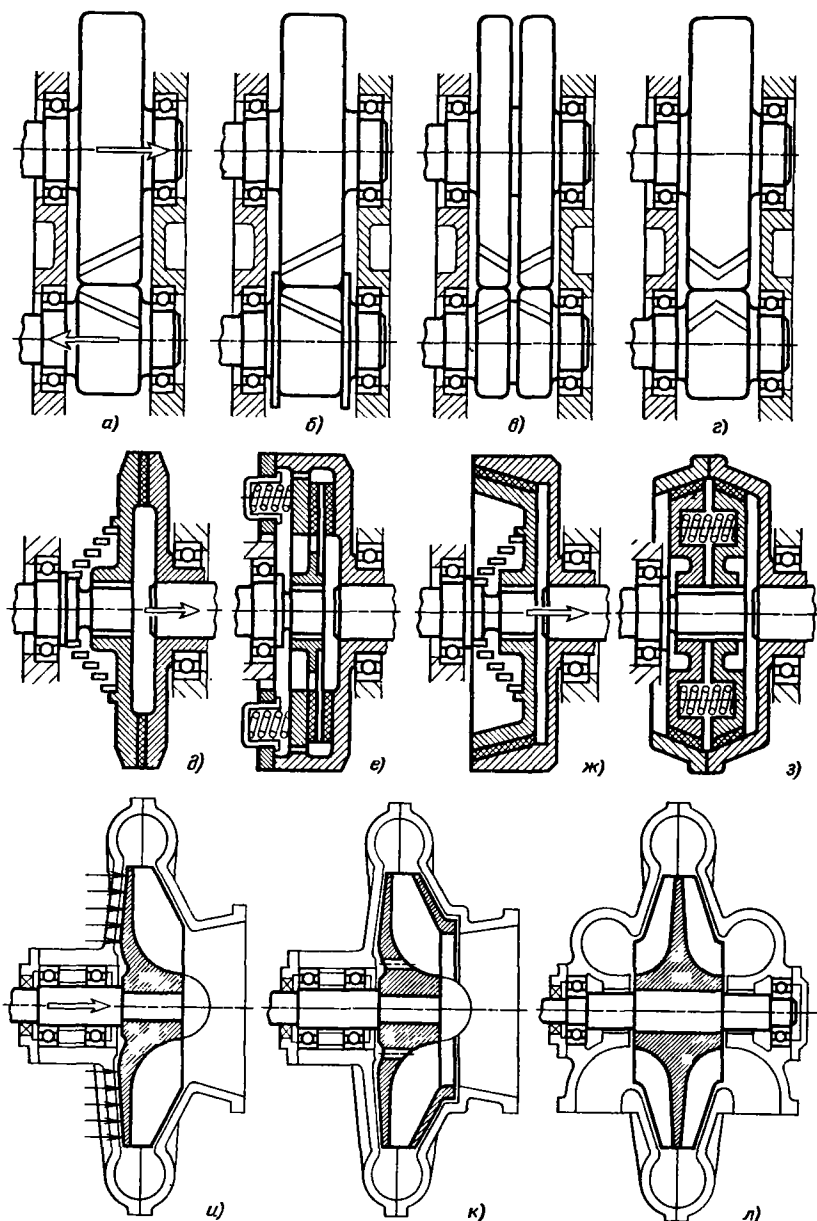


Рис. 64. Уравнивание внутренних сил

В зубчатых передачах с промежуточным колесом расположение колеса очень влияет на нагрузку, действующую на опоры.

Пусть шестерня 1 (рис. 66) является ведущей и вращается по часовой стрелке. Расположение промежуточного колеса вправо от оси передачи (а) невыгодно. Силы P привода, действующие на промежуточное колесо 2, векто-

риально складываясь, дают значительную силу R , нагружающую опоры колеса. При расположении промежуточного колеса слева (б) силы P , векторно складываясь, в значительной степени погашают друг друга; результирующая сила R существенно уменьшается.

Результирующая сила в первом и во втором случаях зависит от угла φ между линиями, соединяю-

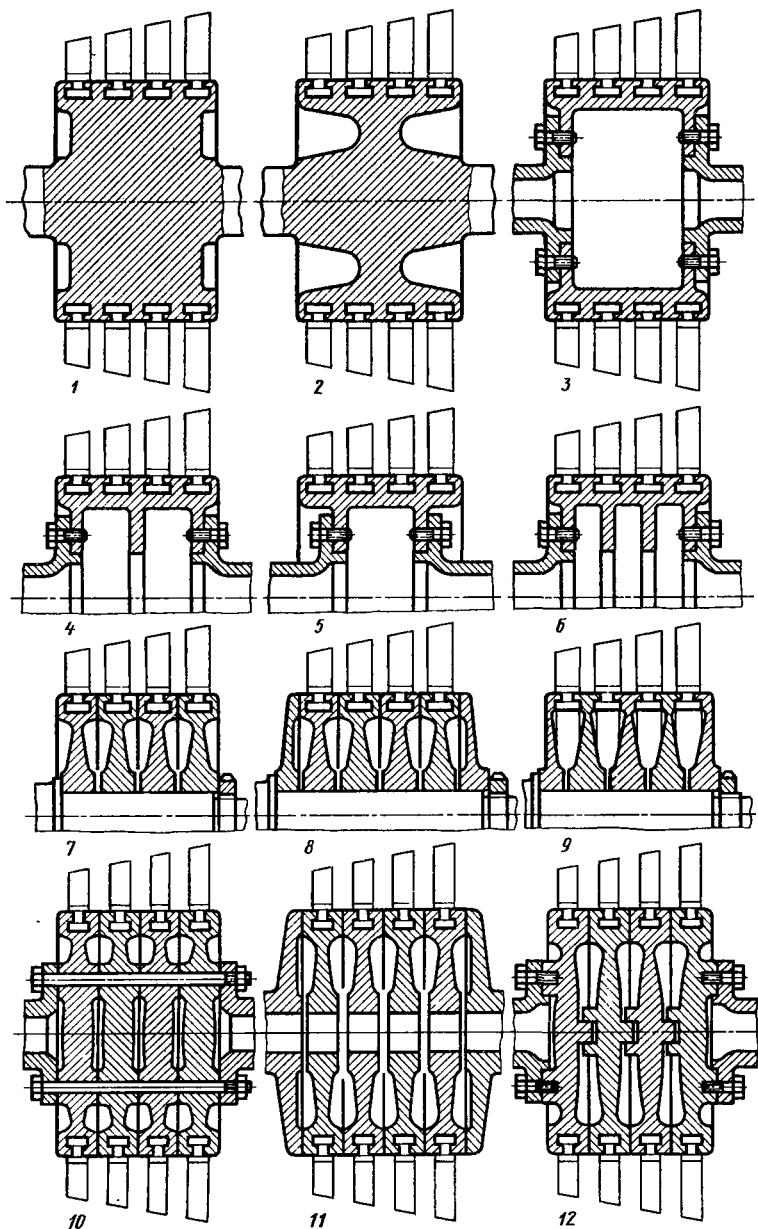


Рис. 65. Силовые схемы роторов турбин

щами центры зубчатых колес 2-3 и 2-1: для схемы *a*

$$R = 2P \sin(\varphi/2 + \alpha);$$

для схемы *b*

$$R = 2P \sin(\varphi/2 - \alpha),$$

где P — окружная сила на ведущем колесе; α — угол зацепления (для стандартного зацепления $\alpha = 20^\circ$).

Кривая на рис. 66 представляет собой изменение силы R в зависимости от угла φ . За единицу принята сила R в самом невыгодном случае, когда промежуточное колесо расположено справа и $\varphi = 140^\circ$ [$R = 2P \sin(70^\circ + 20^\circ) = 2P$].

Сила R в схеме *b* при равных значениях угла φ значительно меньше, чем в схеме *a*. Например, при $\varphi = 100^\circ$ результирующая сила в схеме *b* ($R = 0,5$) почти в 2 раза меньше, чем в схеме *a* ($R = 0,95$).

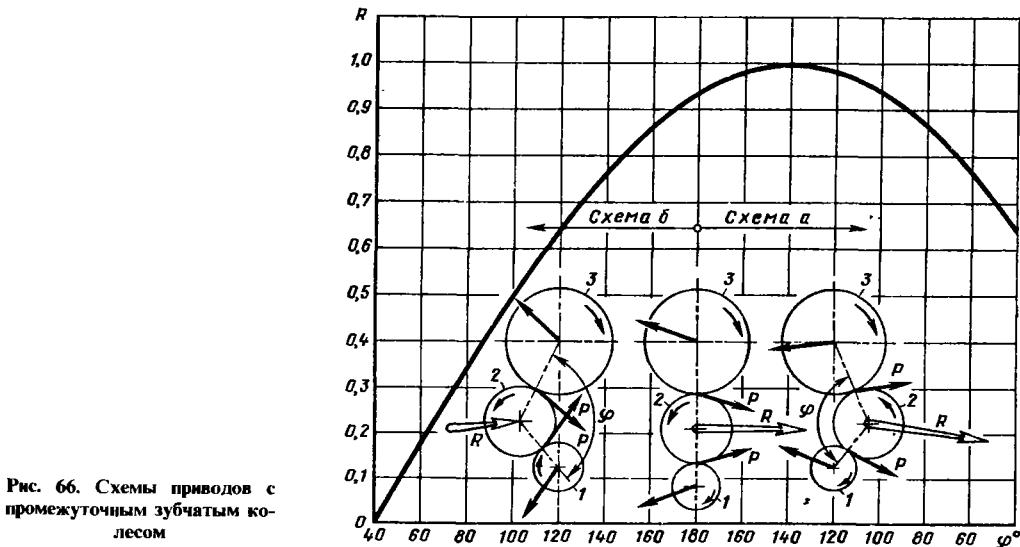


Рис. 66. Схемы приводов с промежуточным зубчатым колесом

Следовательно, такая простая конструктивная мера, как перенос промежуточного колеса с одной стороны на другую, может обеспечить преимущество в силовой схеме передачи и резко уменьшить действующие в конструкции силы.

При $\varphi = 40^\circ$ в схеме б $R = 0$. Практически этот случай нереальный, так как промежуточное колесо при этом приобретает чрезмерно большой диаметр. Наименьшие реальные значения угла $\varphi = 90 \div 80^\circ$, при которых сила R уменьшается примерно в 3 раза по сравнению с максимальной. При перемене направления вращения ведущего колеса 1, по сравнению с изображенным на рис. 66, выгодно правое расположение промежуточного колеса. Это же расположение выгодно, если при данном направлении вращения ведущим является большое колесо 3.

Общее правило целесообразного расположения промежуточного колеса можно сформулировать так: выгодно расположение, при котором сила ведущего колеса как бы втягивает промежуточное колесо в зацепление. Невыгодным является случай, когда ведущее колесо как бы выталкивает промежуточное из зацепления.

Многопоточные схемы

Значительный выигрыш по массе можно получить применением многопоточных

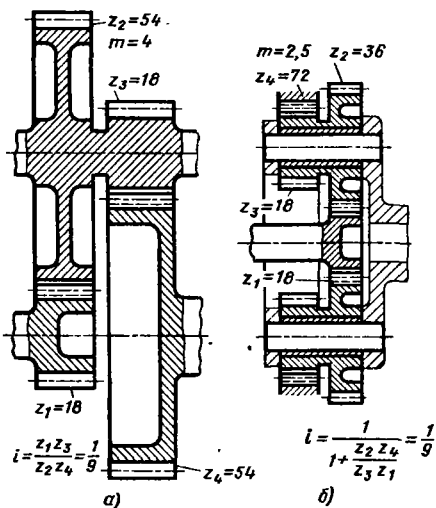
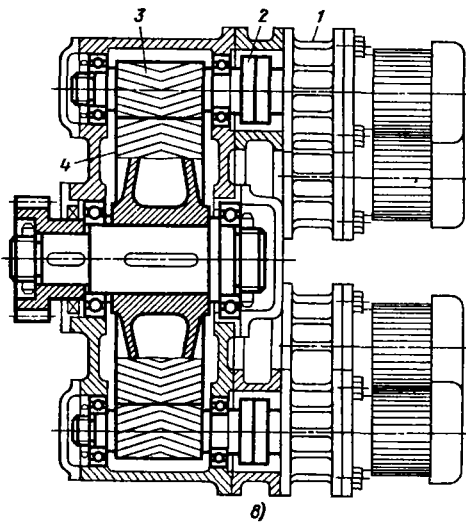


Рис. 67. Однопоточная и многопоточные передачи



схем, т. е. разделением силового потока на несколько параллельных ветвей.

Передача крутящего момента через несколько параллельно работающих зубчатых колес (каскадные передачи, многосателлитные планетарные передачи) уменьшает нагрузки на зубья пропорционально числу потоков и разгружает опоры центрального колеса от радиальных сил привода.

Из сравнения размеров передач однопоточной (рис. 67, а) и четырехсателлитной планетарной (рис. 67, б) с одинаковым передаточным числом, рассчитанных на передачу одинаковой мощности, виден выигрыш, который можно получить в случае применения многопоточных схем.

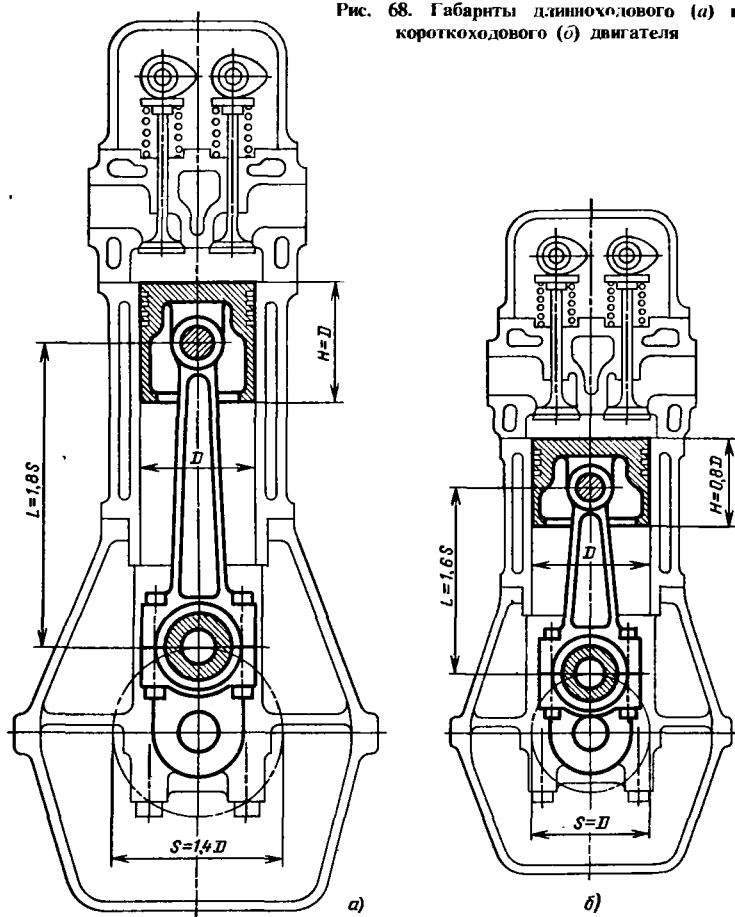
В гжелонагруженных передачах с большой степенью редукции применяют привод от нескольких (6–8) электродвигателей (редукторы-сумматоры). Электродвигатели через индивидуальные соосные редукторы 1

(рис. 67, в) и упругие муфты 2 передают вращение шестерням 3, которые приводят центральную шестерню 4.

Рациональный выбор параметров машин

В качестве примера на рис. 68 изображены габаритные размеры двигателей одинаковой мощности с одинаковыми средним эффективным давлением и средней скоростью поршня, но с различными отношениями хода к диаметру цилиндра ($S/D = 1,4$ в схеме а и $S/D = 1$ в схеме б). Помимо уменьшения S/D , в схеме уменьшена высота поршня H и длина шатуна L ($H = 0,8D$ и $L = 1,6S$ вместо $H = D$ и $L = 1,8S$, как в схеме а). В целом получается очень значительный выигрыш по размерам и массе.

С уменьшением S/D , H и L возрастает давление на стенки цилиндра, поэтому необходимым условием применения короткоходовых схем является увеличение несущей способности поршня путем улучшения



смазки и правильного подбора материалов поршня и цилиндра

Для некоторых категорий машин, работающих на жидкостях или газах (гидравлические прессы, воздушные и паровоздушные молоты, пневматические и гидравлические приводы), значительного уменьшения размеров и массы можно добиться увеличением давления рабочей жидкости (газа). До известного предела можно повысить рабочее давление газов в двигателях внутреннего сгорания (применением наддува и повышением степени сжатия), что позволяет уменьшить рабочий объем цилиндра или при заданном рабочем объеме повысить мощность.

В некоторых случаях, например в машинах-генераторах энергии, можно достичь уменьшения массы за счет повышения быстроходности.

Этот путь имеет свои ограничения. У двигателей внутреннего сгорания повышение частоты вращения лимитируется увеличением скорости всасывания, сопровождающейся падением наполнения цилиндров и уменьшением мощности двигателя. У паровых и газовых турбин повышение частоты вращения требует соответствующего увеличения проточной скорости рабочей жидкости, вызывающего рост внутренних потерь. Кроме того, увеличивается динамическая напряженность машины и повышается износ.

Необходимо учитывать также характеристики агрегатов — потребителей энергии. Если частота вращения агрегата-потребителя задана, то при повышении частоты вращения машины-генератора необходима установка редуктора или увеличение степени редукции существующих редукторов, что повышает общую массу установки. Это требует осторожного подхода и тщательного сравнения положительных и отрицательных сторон повышения быстроходности как средства уменьшения массы конструкции.

В крупногабаритных агрегатах существенного уменьшения массы и упрощения привода можно достичь децентрализацией привода путем замены механических передач индивидуальными электро- и гидроприводами, связанными цепями управления. Механические коробки скоростей во многих случаях выгодно заменять системами регулируемых электроприводов.

Наибольшее уменьшение массы может дать переход на принципиально новые схемы машин и процессы. Так, паровые машины вытеснены паровыми турбинами, допускающими гораздо большую концентрацию мощности в одном агрегате при относительно меньшей его массе. Поршневые двигатели внутреннего сгорания в области больших мощностей уступают место газовым турбинам. Паровые турбины, по-видимому, со временем уступят место газовым турбинам, не требующим громоздкого вспомогательного оборудования (котлы, конденсаторы). В области электроэнергоустановок коренной пере-

рот произведут магнетогазодинамические генераторы, непосредственно преобразующие тепловую энергию в электрическую.

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Обычные методы расчета позволяют определить напряжения с удовлетворительной степенью точности лишь для сравнительно немногих простейших случаев нагружения. Иногда величина и распределение напряжений в теле деталей не поддаются расчету. Нередко сечения деталей определяются не столько прочностью, сколько технологией изготовления (например, литые детали). К нерасчетным деталям относятся многие корпусные и базовые детали (станины, картеры). Эффективность метода уточнения напряжений и уменьшения запасов прочности как средства снижения общей массы машин зависит от соотношения массы расчетных и нерасчетных деталей. Необходимо указать, что расчеты деталей основаны на упрощениях, которые не всегда выдерживаются в реальных условиях.

Главные факторы, обуславливающие отклонение истинных напряжений и запасов прочности от значений, определяемых расчетом, следующие:

- рассеивание характеристик прочности материала по сравнению с номинальными значениями, представляющими собой среднее статистическое из ряда испытаний образцов;

- неоднородность материала; рассеивание характеристик прочности в различных участках и точках сечений детали;

- изменение прочности материала в зависимости от характера нагрузки (скорость и продолжительность нагружения);

- отклонение расчетной схемы от действующих условий нагружения;

- отклонение фактически действующих сил от номинальных значений;

- отклонение фактических напряжений от номинальных, обусловленных влиянием упругости системы;

- игнорирование в расчете прочности и жесткости деталей, сопряженных с рассчитываемой деталью;

- местные напряжения на участках заделки деталей и приложения сил;

- дополнительные силы и напряжения вследствие неточности изготовления, монтажа и установки (например, повышенные кромочные давления из-за несоосности или перекосов опор);

- перегрузки вследствие превышения расчетных режимов в эксплуатации;

внутренние напряжения, возникающие при изготовлении детали, а также обусловленные макро- и микронеднородностью материала; изменение характеристик прочности в связи с повышением температуры при работе детали.

Местные напряжения

Расчет по формулам сопротивления материалов, основанный на гипотезе плоских сечений Бернулли и однородности напряженного состояния по длине детали (принцип Сен-Венана), применим к деталям большой длины L при относительно малых размерах поперечного сечения ($L/d \gg 5$), т. е. к деталям типа балок, стержней и других элементов строительных конструкций.

У машиностроительных деталей длина сравнительно с размерами поперечных сечений гораздо меньше, нагрузки приложены на небольшом расстоянии друг от друга и передаются через поверхности большой протяженности. Игнорирование условий приложения сил согласно принципу Сен-Венана здесь приводит к крупным ошибкам. На участках приложения нагрузок, в опорах, на местах заделки возникают напряжения, охватывающие значительные зоны, распространяющиеся в глубь материала, иногда на всю длину детали, и резко изменяющие напряженное состояние. Условие плоских сечений на участках приложения сил нарушается.

Кроме того, нельзя рассматривать деталь изолированно, заменяя действие сопряженных деталей сосредоточенными или распределенными силами. На самом деле сопряженные детали воспринимает значительную часть нагрузок, влияя на прочность и жесткость конструкции в целом.

Таким образом, расчет по элементарным схемам, до сих пор широко применяемый в руководстве по деталям машин, представляет собой абстракцию, совершенно не отражающую истинную картину напряженного состояния. Его применение можно объяснить только недостаточной разработанностью методики расчета машиностроительных деталей.

Характерной особенностью машиностроительных деталей является сложность их форм и переменность сечений. На участках переходов от одного сечения к другому возникает концентрация напряжений. Таким образом, в машиностроительных деталях очень большую роль играют местные напряжения, которые порой в решающей степени определяют прочность.

Например, в шатуне поршневой машины (компрессора или двигателя внутреннего сгорания) определяемые формальным расчетом напряжения от дей-

ствия газовых и инерционных сил близки к действительным напряжениям только в средних сечениях по длине стержня, находящихся на достаточном удалении от поршневой и кривошипной головок шатуна. Эпюры напряжений в головках и на участках сопряжения головок со стержнем имеют сложный вид, особенно в кривошипной разъемной головке шатуна и при наличии прицепных шатунов (V- и W-образные машины). Тип напряженного состояния, величина и распределение напряжений в теле головки зависят от многих факторов, в частности, от сил затяжки и упругости шатуновых болтов, конфигурации и степени жесткости головки, жесткости соединенной с ней шатунной шейки коленчатого вала. Учесть все эти факторы трудно. Истинные напряжения порой выясняются только после длительной работы шатуна на машине по начальным или далеко зашедшим признакам разрушения.

В случае изгиба полой цилиндрической детали, опертой по концам, применяют упрощенные расчетные схемы, полагая, что нагрузка сосредоточена в центре опорных поверхностей (рис. 69, а) или равномерно распределена по их длине в плоскости действия сил (рис. 69, б), и определяют напряжения по формулам двухопорной балки. Эти схемы не учитывают действительного распределения сил по длине и окружности опор, влияния поперечных компонентов нагрузки на прочность и жесткость детали, влияния жесткости опор на распределение нагрузки, на кромочные давления и местные напряжения на участках приложения нагрузок.

Если деталь посажена в опоры с натягом, то на посадочных участках возникают дополнительные напряжения сжатия и сжатия. В соединениях с зазором при перемене направления или при пульсации нагрузки возникают удары, вызывающие дополнительные напряжения.

Действительную картину нагружения можно представить для хорошо изученного частного случая, когда деталь опирается в подшипниках скольжения с жидкостным трением и поперечная сила передается также через подшипник скольжения (например, случай плавающего поршневого пальца шатунно-кривошипного механизма).

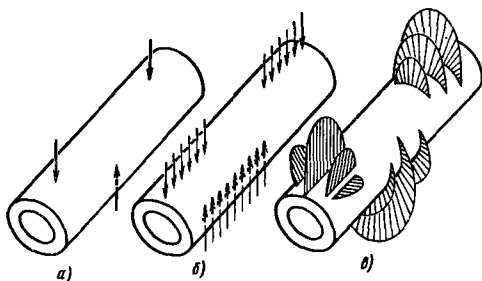


Рис. 69. Схемы нагружения двухопорной оси

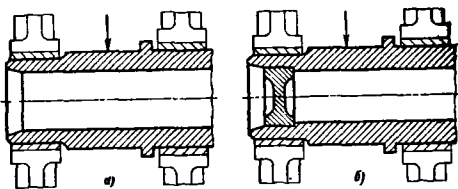


Рис. 70. Увеличение жесткости носка коленчатого вала

Давление по длине несущего масляного слоя изменяется по параболической кривой (рис. 69, в, эпюры слева), максимальная ордината которой в 2,5–3 раза больше среднего давления ($k = P/dl$). В поперечном сечении давление распространяется по дуге окружности 90° – 120° (эпюры справа и в центре).

Из сопоставления с формальными схемами нагружения (рис. 69, а и б) видно, что первая из них преувеличивает напряжения, возникающие в опасном сечении детали, а вторая — преуменьшает; ни та, ни другая не учитывают поперечных составляющих нагрузки и вызываемых ими напряжений и деформаций.

Картина распределения нагрузок в несущем масляном слое (рис. 69, в), близкая к действительности, может, в свою очередь, значительно видоизмениться из-за упругих деформаций вала и подшипников, возникновения повышенных кромочных давлений и т. п.

Напряжения и деформации от радиальных составляющих нагрузки могут быть значительными и определять работоспособность детали.

Приведем характерный случай. Носок коленчатого вала, опертый в подшипниках скольжения, был нагружен сравнительно небольшой силой P от зубчатого колеса, расположенного между опорами. Расчет на прочность при обычном для коленчатых валов допускаемом напряжении 200 МПа привел к конфигурации конца вала, изображенной на рис. 70, а. Непрерывные аварии переднего подшипника заставили внимательно присмотреться к конструкции узла. Когда коленчатый вал установили на испытательный стенд и подвергли действии силы, равной расчетной, оказалось, что носок вала деформировался и принял в поперечном сечении форму эллипса, большая ось которого превышала диаметр подшипника на 0,2 мм. Между тем при зазоре 0,1 мм эллипсность, равная только 0,05 мм, совершенно уничтожает клиновидность масляного слоя на участке максимального сближения вала с подшипником, являющуюся неперемным условием правильной работы последнего.

Дефект исправили простым способом без значительного увеличения массы, запрессовав в носок пробку (рис. 70, б), которая резко повысила жесткость и обеспечила правильную цилиндрическую форму вала.

Условность расчетов на прочность можно иллюстрировать на примере чистого сдвига. В обычной схеме расчета предполагают, что деталь работает полным сечением, напряже-

ния сдвига одинаковы по всему сечению и равны частному от деления силы на площадь сечения. Истинная картина распределения напряжений очень далека от этой схемы. Механизм среза хорошо изучен на вырубке листовых материалов. Поверхность срезаемого участка поддается по контуру среза повышенным напряжениям смятия и сдвига, под действием которых в материале, сначала на незначительной глубине, возникают микротрещины и пластические сдвиги, притом гораздо раньше, чем вступает в действие основная толщина материала.

Применительно к машиностроительным деталям это означает, что работоспособность детали нарушается задолго до того как напряжения сдвига в сечении детали достигнут опасного значения. Деталь выходит из строя в результате концентрации напряжений в поверхностном слое, сопровождаемой местным смятием и пластической деформацией на участке приложения срезающей силы. Особенно резко выражено это явление в случае среза цилиндрических деталей, когда напряжения сосредотачиваются на малой дуге поверхности, ближайшей к действию силы. Смятие тем больше, чем мягче материал срезаемой детали по сравнению с материалом срезающей детали и чем больше жесткость последней.

После смятия поверхностного слоя деталь упрочняется в результате наклепа и вступления в действие основной толщи металла. Соединение, однако, может оказаться непоправимо испорченным, во-первых, в результате резкого снижения прочности от местных трещин и надрывов, становящихся концентраторами напряжений при последующих нагружениях, а во-вторых, вследствие нарушения геометрии соединения, обусловленного смятием.

Отсюда вытекает важное правило конструирования соединений, работающих на срез: твердость срезаемой и срезающих деталей должна быть по возможности одинаковой; чем выше поверхностная твердость деталей, тем надежнее застраховано соединение от разрушения.

Сложность распределения напряжений при срезе не учитывается элементарным расчетом, не учитывается также основной, определяющий работоспособность соединения фактор — поверхностная твердость материала.

Влияние упругости системы

Формальный расчет не учитывает упругих характеристик конструктивной системы, которые в действительности очень влияют на истинные напряжения. В качестве примера рассмотрим распространенный в машино-

7. Схема нагружения

Эскиз	σ	f	Эскиз	σ	f
	1	1		0,25	0,031
	0,75	0,42		0,21	0,023
	0,56	0,36		0,083	0,0156
	0,5	0,25		0,04	0,008
	0,5	0,125		0,5	0,125
	0,25	0,078		0,25	0,047
	0,12	0,04		0,12	0,021

строении случай оси, опертой по концам и изгибаемой центральной нагрузкой от шатуна. Для упрощения не учитываем влияние поперечных компонентов нагрузки и опорных реакций, придерживаясь типовых, применяемых при расчетах схем распределения нагрузок вдоль оси детали.

Если узлы жесткости находятся в центре шатуна и на краях опор (схема 1, табл. 7), то можно считать, что ось нагружена сосредоточенной силой P и что опорные реакции приложены в крайних точках оси с пролетом l . При этой схеме напряжения в опасном сечении оси

$$\sigma_1 = \frac{Pl}{4W},$$

где W — момент сопротивления сечения оси.

Максимальный прогиб оси

$$f_1 = \frac{Pl^3}{48EJ},$$

где J — момент инерции сечения оси; E — модуль нормальной упругости материала оси.

Приняв значения σ_1 и f_1 за единицы, сравним прочность и жесткость системы при других схемах нагружения.

В конструкциях, где узел жесткости опор находится в центре, можно принять следующие вероятные схемы действия сил: изгиб сосредоточенной силой P при пролете $0,75l$ (схема 2); изгиб нагрузкой, распределенной по параболическому закону (схема 3).

В этих случаях соответственно $\sigma_2 = 0,75$; $f_2 = 0,42$ и $\sigma_3 = 0,56$; $f_3 = 0,36$.

С увеличением жесткости шатуна и опор (схема 4) вероятной становится схема равномерного нагружения распределенной нагрузкой, при которой $\sigma_4 = 0,5$; $f_4 = 0,25$.

Дальнейший шаг к увеличению прочности и жесткости конструкции заключается в перенесении узлов жесткости на внутреннюю оконечность опор (схемы 5–7). В зависимости от жесткости шатуна и схемы распределения сил получаются следующие значения напряжений и прогибов: $\sigma_{5-7} = 0,5 \div 0,12$; $f_{5-7} = 0,125 \div 0,04$.

При заделке оси в опорах (установка с натягом) прочность и жесткость увеличиваются еще больше (схемы 8–11). В зависимости от жесткости шатуна и распределения нагрузок напряжения и прогибы колеблются в пределах $\sigma_{8-11} = 0,25 \div 0,04$; $f_{8-11} = 0,031 \div 0,008$.

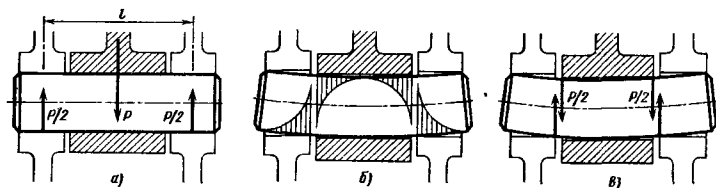


Рис. 71. Схемы нагружения двухопорного пальца

При заделке оси в шатуне, когда ось нагружена консольно (схемы 12–14), выигрыш в прочности и жесткости меньше, чем объясняется присущими консольным системам пониженной прочностью и жесткостью. В данном случае $\sigma_{12-14} = 0,5 \div 0,12$; $f_{12-14} = 0,125 \div 0,021$.

Общий вывод: упругость системы и условия приложения нагрузки оказывают огромное влияние на прочность и жесткость. В рассмотренных схемах величина напряжений может быть в 25, а прогиб примерно в 125 раз (схема II) меньше, чем в исходной схеме I.

Выигрыш, обусловленный упругостью системы, является вполне реальным и может быть осуществлен приданием конструкции рациональных форм. Вместе с тем необходимо отметить, что оценка характеристик системы и особенно закона распределения нагрузок по оси детали неизбежно содержит элемент произвольности. Таким образом, указанные выше соотношения скорее имеют характер конструктивных рекомендаций. Их значение для точности расчета относительно, потому что они указывают только вероятное для данного конструктивного оформления распределение нагрузок.

Схема нагружения и закон распределения нагрузок зависят не только от конструкции, но и от деформативности узла, определяемой действующими в нем напряжениями, материалом и геометрией сопрягающихся деталей. При данной конструкции узла схема нагружения устанавливается сама собой в результате взаимодействия нагрузок и развивающихся в нем деформаций.

Поясним это на том же примере изгиба двухопорной оси с узлами жесткости в центре опор (рис. 71). Схема нагружения вероятна при малых нагрузках или высокой жесткости системы. С увеличением силы (или при уменьшении жесткости узла) система деформируется, как в преувеличенном виде изображено на схеме б (для простоты показана только деформация оси). Деформация действует упрочняюще, вызывая сосредоточение нагрузок на кромках опорных поверхностей. В результате возникает новая схема действия сил по закону треугольника или (как показано на рис. 71) параболической кривой.

В этом случае напряжения и деформации резко уменьшаются.

При дальнейшем увеличении нагрузки или уменьшении жесткости узла схема приближается к схеме в почти чистого сдвига, которой свойственны еще меньшие напряжения и деформации.

Таким образом, при увеличении нагрузки происходит процесс самоупрочнения, обусловленный развитием деформации и вызываемым ею более благоприятным распределением нагрузок. Но одновременно деформация вызывает увеличение жесткости системы, действующее обратно. На известном этапе наступает состояние равновесия, определяющее истинные напряжения и деформации системы. Действительные мгновенные прочность и жесткость системы всецело зависят от нагрузки и жесткости участков, передающих и воспринимающих нагрузку. Установить ее расчетом в большинстве случаев невозможно. Ясно только, что система, самоприспосабливаясь к условиям нагрузки, приходит в состояние, промежуточное между пределами, приведенными на рис. 71, а и в.

Приведем еще один пример влияния податливости системы на напряжения: распределение нагрузки по длине зуба в зацеплении дисковых зубчатых колес. Характер распределения нагрузки и ее максимальное значение зависят от взаимного расположения дисков колес. Если они находятся в одной плоскости у торца зубьев (рис. 72, а), то нагрузка сосредоточивается преимущественно в узле жесткости, т. е. в плоскости расположения дисков. Остальная часть зубьев, находящаяся на сравнительно упругом ободе, нагружена меньше. Вероятное распределение нагрузки в этом случае изображается треугольником с вершиной в плоскости расположения дисков. Максимальная нагрузка на единицу длины зубьев равна $\sim 2p$, где p — средняя нагрузка при обычном допущении равномерного ее распределения по длине зубьев.

Если диски расположены в плоскости симметрии зацепления (рис. 72, б), то вероятная картина распределения нагрузки изображается треугольником с вершиной в плоскости симметрии. Максимальное значение нагрузки по-прежнему равно $2p$.

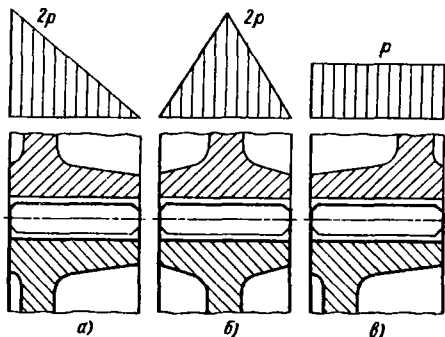


Рис. 72. Распределение нагрузки по длине зубьев

Нагрузка на зубья выравнивается и становится равной p при расположении дисков по разные стороны плоскости симметрии зацепления (вид в).

Влияние сопряженных деталей

При расчете обычно не учитывают прочность деталей (ступиц, втулок, опор), сопряженных с рассчитываемой деталью. Последнюю рассматривают изолированно; влияние смежных деталей, передающих и воспринимающих нагрузку, учитывают (и то не всегда) в расчетной схеме распределения нагрузок вдоль деталей. Это допустимо только в том случае, если длина сопряженных деталей невелика в сравнении с длиной рассчитываемой детали или они сопряжены по посадкам с за-

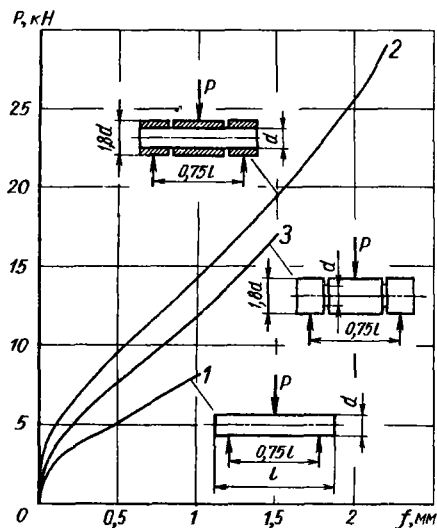


Рис. 73. Влияние сопряженных деталей на прочность и жесткость

зором. Если длина сопряженных деталей соизмерима с длиной рассчитываемой детали, особенно при сопряжениях с натягом, игнорирование смежных деталей приводит к крупным погрешностям.

На рис. 73 представлены результаты испытания на изгиб трех образцов, изготовленных из стали У8А, термически обработанной до твердости HRC 45. Образец 1 — пруток диаметром 10 мм и длиной 80 мм; образец 2 — такой же пруток с установленными на нем по посадке H/h тремя втулками наружным диаметром 18 мм, из которых крайние имитируют втулки опор, а средняя — втулку шатуна; образец 3 (контрольный) — пруток диаметром 18 мм с двумя кольцевыми проточками, соответствующими зазорам между втулками в образце 2.

Результаты испытания приведены ниже [разрушающая нагрузка для образца 1 ($P = 8$ кН) и стрела прогиба при разрушении ($f = 1$ мм) приняты равными единице].

Образец	Разрушающая нагрузка	Стрела прогиба
1	1	1
2	3,6	2,2
3	2,1	1,5

При одинаковых деформациях составной образец оказался примерно в 2 раза прочнее, а при одинаковых нагрузках в 3–5 раз жестче гладкого образца. По разрушающей нагрузке составной образец оказался в 3,6 раза прочнее гладкого и в 1,7 раза прочнее, чем массивный образец 2 такой же наружной конфигурации. Последнее можно объяснить ослабляющим действием выточек у образца 2.

Приведенные данные относятся к области пластических деформаций. Тем не менее они показывают, насколько велико влияние сопряженных деталей и как условен расчет без учета этого влияния.

Отклонение действующих сил от номинальных

Другой причиной неточности расчета является затруднительность определения в ряде случаев истинной величины действующей нагрузки. Особенно это относится к переменным и ударным нагрузкам.

Возьмем такой хорошо изученный механизм, как шатунно-кривошипный. В двигателях внутреннего сгорания исходной величиной для расчета на прочность являются максимальные силы давления рабочих газов на поршень. Казалось бы, что в определении этих сил не может быть ошибки. В действительности эти силы и вызываемые ими напряжения в звеньях механизма зависят от многих факторов, прежде всего от податливости и массы звеньев.

Часть энергии вспышки затрачивается на работу упругого растяжения стенок цилиндра, шпилек крепления цилиндра и картера, на сообщение ускорения массе этих деталей (в пределах упругих деформаций). Другая часть энергии расходуется на деформацию сжатия поршня и шатуна, изгиба поршневого пальца, изгиба и кручения коленчатого вала, вытеснение масляного слоя в зазорах между сопрягающимися деталями. Значительная доля энергии тратится на сообщение ускорений вращающимся деталям и деталям, совершающим возвратно-поступательное движение. Большая часть этой энергии обратима и возвращается на последующих этапах цикла; затраты же на работу вязкого сдвига, вытеснение масляного слоя в зазорах, а также гистерезис при упругой деформации металла являются невозвратимыми.

Чем больше податливость системы, т. е. чем длиннее детали и меньше их сечения, моменты инерции и модуль упругости их материала, тем меньше фактическая сила, нагружающая эти детали, и тем меньше нагрузка на последнее звено механизма. Введение упругих связей в систему, например стяжка упругими болтами, установка пружинных муфт между валами (маховик, гребной винт, электродвигатель, редуктор), упругая крутильная подвеска двигателя, передаточных и исполнительных узлов существенно снижает максимальные напряжения в системе.

Увеличение массы промежуточных деталей повышает мгновенное значение максимальных сил, действующих на предшествующие детали, и уменьшает силы, действующие на последующие (аналогично действию шабета в молотах, поглощающего энергию удара).

Имеет значение и скорость нарастания давления рабочих газов в момент вспышки. Чем больше эта скорость, т. е. чем больше нагрузка приближается к ударной, тем выше напряжение в системе. Однако и прочность материала значительно возрастает с увеличением скорости нагружения.

Повышение прочности при динамических нагрузках обусловлено отставанием внутрикристаллитных пластических деформаций, происходящих с относительно небольшой скоростью, от нарастания напряжений. Так как скорость перемещения дислокаций не может превышать местную скорость звука, то напряжение распространяется через ударную волну.

По Людвигу повышение прочности выражается уравнением

$$\sigma_{\text{дин}} = \sigma_{\text{ст}} + k \lg \frac{v_{\text{дин}}}{v_{\text{ст}}},$$

где $\sigma_{\text{дин}}$ — предел текучести при динамической нагрузке со скоростью относительной деформации $v_{\text{дин}}$; $\sigma_{\text{ст}}$ — предел текучести при статических испытаниях с обычной скоростью деформации $v_{\text{ст}} = 10^{-4} \text{ с}^{-1}$; k — коэффициент чувствительности материала к скорости нагружения.

Наиболее чувствительны к скорости деформации пластичные металлы, в частности, низкоуглероди-

стые стали, у которых отмечено повышение динамической прочности в 2,5–3 раза по сравнению со статической.

Внутренние напряжения

В материале неизбежно существуют внутренние напряжения, возникающие при изготовлении деталей, а также в процессе эксплуатации. Реальная прочность детали зависит от взаимодействия внутренних напряжений и напряжений, вызываемых действием внешних нагрузок.

При назначении допустимых напряжений не учитывают предельную историю (влияние технологии ее изготовления) и последующую историю (постепенное изменение механических свойств материала в процессе работы машины). Эти изменения могут действовать разупрочняюще и упрочняюще. Разупрочняющими факторами являются коррозия, износ и повреждение поверхности деталей, накопление микрповреждений в результате многократного повторных нагружений, местный отпуск в результате нагрева под действием циклических нагрузок.

К числу упрочняющих факторов относятся процессы «тренировки» материала действием кратковременных напряжений, превосходящих предел текучести; деформационное упрочнение, вызываемое структурными изменениями в напряженных микрообъемах материала; самопроизвольные протекающие процессы старения, сопровождающиеся кристаллической перестройкой материала и рассеиванием внутренних напряжений. Положительно влияет приспособляемость конструкции — общие или местные пластические деформации, возникающие под действием перегрузок и вызывающие перераспределение нагрузок. Определенный упрочняющий эффект дает износ первых стадий (сглаживание микронеровностей), способствующий увеличению фактической площади контактирующих поверхностей, снижению пиков давлений и выравниванию нагрузки на поверхности.

Дефекты, возникающие при изготовлении детали и эксплуатации, в значительной мере являются случайными. Это обстоятельство объясняет хорошо известный факт рассеивания прочностных характеристик деталей. Некоторые детали из одной и той же партии имеют высокую долговечность, а другие — очень низкую в результате оставшихся незамеченными первоначальных или возникших при эксплуатации новых дефектов.

Внутренние напряжения принято делить на три категории:

напряжения первого рода вызываются крупными дефектами материала; возникают и уравниваются в макрообъемах (иногда их условно называют макронапряжениями);

напряжения второго рода вызываются неоднородностью кристаллической структуры; возникают и уравниваются в пределах кристаллитов и групп кристаллитов (микронапряжения);

напряжения третьего рода вызываются дефектами атомно-кристаллических решеток; возникают и уравниваются в пределах элементарных атомно-кристаллических ячеек и их групп (субмикронапряжения).

Напряжения первого рода возникают чаще всего как результат технологических процессов, которым подвергают деталь при операциях формоизменения. Так как технологическая обработка представляет собой многостадийный процесс, то напряжения, существующие в готовой детали, являются результатом наложения и взаимодействия напряжений, возникающих на каждой стадии процесса. Неоднородности слитка переходят в поковку (или прокат); в результате обработки давлением появляются новые неоднородности. Механическая обработка, удаляя неоднородности, содержащиеся в снимаемых слоях металла, вызывает перераспределение напряжений, образовавшихся на предшествующих стадиях, и вносит в поверхностные слои дополнительные напряжения. Термообработка, частично устраняя напряжения, возникшие на предшествующих стадиях, вместе с тем вызывает появление новых напряжений.

В литых деталях внутренние напряжения чаще всего возникают вследствие неравномерной кристаллизации отливки и усадки материала при остывании. Напряжения концентрируются вокруг усадочных раковин, пор и т. д. и нередко достигают больших значений, вызывая разрывы и местные трещины в отливках. Другими дефектами, часто встречающимися в отливках, являются пригар, включения шлаков, смеси оксидов, сульфидов и силицидов, зональная ликвация, местная дендритность.

Основной источник внутренних напряжений при горячей обработке давлением — это неодинаковость условий течения металла в сечениях, различно ориентированных относительно действия деформирующего инструмента. Особенно часто неоднородности возникают на участках перехода, в зонах сопряжения сечений различной толщины, в наружных и внутренних углах.

В легированных сталях опасным дефектом являются флокены (незаварившиеся водородные пузырьки).

Высокие остаточные напряжения возникают при термообработке, особенно при закалке с резким охлаждением. В результате неодинаковых условий теплоотвода от поверхностных и внутренних слоев металла, а также на участках переходов образуются зоны повышенных напряжений, нередко приводящие к появлению закалочных трещин. У материалов, которым

свойственна низкая прокаливаемость, это явление усугубляется взаимодействием прокаленных и непрокаленных зон. Зоны мартенсита, который обладает меньшей плотностью, подвергаются сжатию действием смежных более плотных слоев трооститной, сорбитной или перлитной структуры, в которых возникают реактивные напряжения растяжения.

Значительные напряжения образуются в поверхностных слоях в процессе механической обработки. Пластический сдвиг и разрушение металла при снятии стружки сопровождаются возникновением в близлежащих слоях остаточных напряжений растяжения. Чем грубее обработка, т. е. чем больше толщина снимаемого слоя и силы резания, тем выше остаточные напряжения (при грубом точении стали возникают остаточные растягивающие напряжения 800–1000 МПа). К механическим напряжениям присоединяются термические напряжения, являющиеся результатом тепловыделения в зоне резания, а также напряжения, возникающие в результате структурных и фазовых превращений в очагах повышенного тепловыделения.

При шлифовании возникают остаточные растягивающие напряжения 200–400 МПа. Наиболее частые дефекты шлифованных поверхностей — микротрещины, прижоги, вызывающие в закаленных сталях местный отпуск и появление мягких пятен троостита или сорбита. У нормализованных или улучшенных сталей в результате повышения температуры и охлаждающего действия эмульсии может, напротив, произойти местная закалка с появлением мартенситных участков, на границах которых возникают резкие скачки напряжений.

Высокие местные напряжения возникают в сварных соединениях при остывании и усадке расплавленного металла шва. Локальные напряжения образуются также в зоне дефектов шва (непровары, подрезы, рыхлоты, включения окислов, шлаков и т. д.).

Напряжения второго рода возникают вследствие неоднородности кристаллического строения и различия физико-механических свойств фаз и структур сплавов. Фазы, например, в черных металлах, феррит, аустенит, цементит, графит, обладают различной кристаллической решеткой; их плотность, прочность и упругость, теплопроводность, теплоемкость, характеристики теплового расширения различны. Структуры, представляющие собой смесь фаз, например, перлит в сталях, а также закалочные структуры, в свою очередь, обладают отличными от смежных структур свойствами. Различие кристаллической ориентации зерен металла обуславливает анизотропию физико-механических свойств микроробъемов металла.

В результате совместного действия этих факторов возникают внутризеренные и межзеренные напряжения еще в процессе первичной кристаллизации и при последующих превращениях во время охлаждения. При высоких температурах напряжения уравниваются благодаря пластичности материала. Однако они проявляются в низкотемпературной области, возникая при фазовой перекристаллизации и выпадении вторичных и третичных фаз (фазовый наклеп), при каждом общем или местном повышении температуры (из-за различия теплопроводности и коэффициентов линейного расширения структурных составляющих), приложении внешних нагрузок (из-за различия и анизотропии механических свойств), а также при наклепе, наступающем в результате общего перехода или местного перехода напряжений за предел текучести материала.

Другими источниками напряжений второго рода являются внутри- и межзеренные инородные включения, микропористость, микроликваты, остаточный аустенит (в закаленных сталях).

Напряжения третьего рода возникают в результате многочисленных субмикродофектов (дислокаций), присущих атомно-кристаллическим решеткам металлов. Вокруг дислокаций образуются поля упругих напряжений, которые могут вызвать разрывы межатомных связей, т. е. пластические деформации. К напряжениям третьего рода относятся также напряжения, возникающие на границах фаз, обладающих различными кристаллическими решетками, например, цементит и феррит в сплавах Fe — C, меднистые, магниевые и железистые фазы в сплавах Al. К ним же можно отнести напряжения, возникающие на границах субзерен (кристаллических блоков) в результате их разориентировки при термообработке, под действием внешних нагрузок, а также при наклепе.

Субмикронапряжения могут охватывать обширные зоны, превращаясь в микронапряжения (например, напряжения на границах зерен, возникающие вследствие различия кристаллических решеток материала зерна и прослоек). Множественные искажения кристаллических решеток, возникающие в обширных участках материала, могут вызвать макронапряжения, охватывающие целые слои или всю толщину материала (например, напряжения, возникающие в микробъемах в результате общей пластической деформации металла).

Множественные микронапряжения переходят в макронапряжения, охватывающие значительные участки или весь объем металла, как это происходит при фазовом наклепе. С другой стороны, фазовый наклеп, вызывая увеличение плотности дислокаций, искажение кристаллических решеток и границ кри-

сталлических блоков, порождает во всем объеме металла субмикронапряжения.

Как видно из предыдущего, деление на напряжения первого, второго и третьего рода является условным. Все они тесно переплетаются друг с другом и могут быть местными, зональными и общими. Для практических целей существенно, что внутренние напряжения могут действовать разупрочняюще и упрочняюще. Опасны напряжения того же знака, что и рабочие, например, напряжения растяжения в случае растяжения. Благоприятны напряжения, знак которых противоположен знаку рабочих, например, сжатия в случае растяжения. Следует отметить, что внутренние напряжения одного знака всегда сопровождаются появлением в смежных объемах уравнивающих напряжений противоположного знака; относительное значение напряжений разного знака зависит от протяженности охватываемых ими объемов. Таким образом, определяющим для прочности является, во-первых, расположение и ориентация напряженных объемов относительно действующих рабочих напряжений и, во-вторых, внутренние напряжения, одноименные и одинаково направленные с рабочими напряжениями. Неоднородности, создающие очаги повышенных напряжений растяжения, нарушающие сплошность металла, вызывающие появление трещин и облегчающие местные пластические сдвиги, являются дефектами металла. Неоднородности, создающие обширные зоны сжимающих напряжений, способствующие уплотнению металла и препятствующие возникновению и распространению пластических сдвигов в металле, являются упрочняющими факторами.

Наиболее опасны макродефекты, создающие зоны растягивающих напряжений первого рода. При наложении рабочих растягивающих нагрузок в этих зонах возникают пики напряжений разрыва. Вместе с тем при приложении рабочих нагрузок макродефекты действуют как концентраторы напряжений, еще больше повышая и без того повышенный уровень напряжений.

Современная технология располагает эффективными средствами предупреждения и исправления макродефектов.

Дефекты, возникающие на первичном этапе — при плавке, в значительной степени устраняются ведением плавки под вакуумом в электро- или электронно-лучевых печах, рафинированием стали, электрошлаковым переплавом и т. д. Дефекты слитка уменьшают разливкой под вакуумом, обеспечением равно-

мерной кристаллизации слитка, а также применением способа непрерывной разливки.

Дефекты литья устраняют приданием отливкам рациональных форм, способствующих равномерной кристаллизации металла; рациональным выбором формовочных материалов; вакуумированием литья и применением специальных способов литья.

Многие микронапряжения успешно устраняются стабилизирующей термообработкой. Кристаллоструктурные дефекты заготовок, полученных методом горячей пластической деформации, устраняют рекристаллизационным отжигом. Внутренние напряжения в отливках снимают низкотемпературным отжигом (искусственным старением).

Закалочные напряжения снижают рациональным ведением технологического процесса (ступенчатая, изотермическая закалка).

Напряжения, вызываемые механической обработкой, устраняют рациональным выбором режимов резания и удалением поврежденного слоя при отделочных операциях (микрошлифование, абразивно-ленточное шлифование, хонингование, суперфиниширование, силовое полирование и т. д.).

В целом задача сводится к выбору рациональной технологии изготовления и строгому соблюдению установленных технологических процессов.

Макродефекты, возникающие даже при строгом ведении технологических процессов, можно обнаружить тщательным контролем заготовок на всех стадиях изготовления с применением высокочувствительных методов (рентгено-, магнито- и ультразвуковой дефектоскопии).

Для обнаружения глубинных кристаллоструктурных дефектов требуется вырезка микрошлифов, т. е. разрушение детали. В этих случаях применяют метод выборочного контроля.

Напряжения второго и особенно третьего рода почти неизбежны. Задача заключается не в устранении напряжений (что практически невыполнимо), а в рациональном управлении этими напряжениями и в их использовании для упрочнения материала. Это составляет предмет упрочняющей технологии, имеющей огромное практическое значение.

Экспериментальное определение напряжений

Недостатки и ограничения расчета заставляют прибегать к экспериментальным способам определения напряжений. В случаях, не поддающихся теоретическому анализу, эксперимент является единственным способом оп-

ределить, хотя бы приблизительно, распределение напряжений.

Тензометрирование. Тензометр представляет собой прибор, позволяющий измерять изменение длины между двумя точками образца при приложении нагрузки. Напряжения определяют косвенно, через упругую деформацию на основании закона Гука.

Наиболее удобны электротензометры с датчиками сопротивлений, представляющими собой петли из проволоки или фольги (рис. 74, а, б) толщиной 0,01—0,03 мм, наклеенные на полоску плотной бумаги. Датчик наклеивают на исследуемый участок детали так, чтобы длина петель совпадала с направлением ожидаемой деформации.

Измерительный прибор состоит из моста Уитстона (рис. 74, в) с четырьмя уравновешенными сопротивлениями, одно из которых (R_1) служит датчиком. Условие уравновешенности $R_1/R_2 = R_3/R_4$. Обычно в качестве сопротивления R_2 берут тензометр, идентичный датчику, а сопротивления R_3 и R_4 делают равными друг другу. Гальванометр прибора устанавливают на ноль. При деформации детали длина петель датчика изменяется, вследствие чего изменяется его омическое сопротивление, и в цепи гальванометра возникает ток, пропорциональный деформации.

Для исключения влияния температуры датчики изготовляют из константана (60% Cu и 40% Ni + Co), омическое сопротивление которого постоянно в широком диапазоне температур.

В области деформаций сопротивление датчика изменяется прямо пропорционально изменению его длины:

$$\frac{\Delta R}{R} = \beta \epsilon,$$

где R и ΔR — начальное сопротивление датчика и его абсолютное приращение; ϵ — относительное изменение длины проволоки датчика; β — коэффициент тензочувствительности датчика (для константана $\beta \approx 2$).

База датчика (длина петель) обычно 10—20 мм. Выпускают датчики с базой 3—5 мм, что позволяет изучать напряжения на малых участках в деталях сложной формы.

При одноосном напряженном состоянии (растяжение, сжатие) достаточно установить один датчик

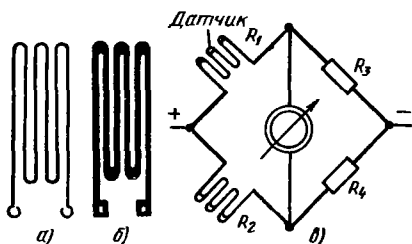


Рис. 74. Электротензометрирование: а — проволоочный датчик; б — датчик из фольги; в — измерительный мостик

с базой, расположенной по направлению действия напряжения. Напряжение определяется по закону Гука ($\sigma = \epsilon E$, где ϵ — относительное удлинение проволоки датчика).

При двухосном напряженном состоянии, когда на исследуемом участке действуют два главных напряжения σ_1 и σ_2 , направление которых известно, устанавливают два датчика под углом 90° ; база одного из них направлена по действию напряжения σ_1 . Напряжения, согласно обобщенному закону Гука,

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_1 + \mu \epsilon_2), \quad (36)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\epsilon_2 + \mu \epsilon_1), \quad (37)$$

где ϵ_1 и ϵ_2 — относительные удлинения первого и второго датчиков; μ — коэффициент Пуассона.

Если неизвестны ни значение, ни направление главных напряжений σ_1 и σ_2 , то устанавливают розетку из трех датчиков под углом 45° или 120° друг к другу. По показаниям датчиков с помощью переходных формул определяют величины ϵ_1 и ϵ_2 , а по ним — напряжения σ_1 и σ_2 [формулы (36) и (37)], а также тангенс угла наклона траектории напряжения σ_1 к произвольной оси координат.

Тензометрированием можно измерять значительные упругопластические деформации (до 15–20%). Определение напряжений возможно только в области упругих деформаций. Тензометрированием определяют напряжения в поверхностном слое детали, которые или совпадают с напряжениями в толще металла (случай растяжения и сжатия), или чаще (изгиб, кручение, сложные напряженные состояния) превосходят их и, следовательно, достоверно характеризуют прочность детали в целом.

Для определения внутренних напряжений на исследуемую поверхность наклеивают датчик прибора, который настраивают на ноль. Затем исследуемый участок металла вырезают и по изменению размеров вырезанного участка находят имевшиеся в нем внутренние напряжения.

При изучении быстроизменяющихся деформаций, например при циклических нагрузках, в схему включают усилитель; деформации записывают с помощью осциллографа. Деталь устанавливают на стенде и подвергают действию вибраторов (пульсаторов), воспроизводящих рабочие нагрузки на деталь. В некоторых случаях можно изучать деформации деталей на работающей машине.

В настоящее время выпущены тензодатчики с базой измерения до 0,5 мм. Появились полупроводниковые (кремниевые и германиевые) тензодатчики с коэффициентом чувствительности $\beta = 100 \div 200$, т. е. на два порядка больше, чем у константановых датчиков, и с диапазоном измерения относительных упругопластических деформаций до 20%.

Для испытаний на усталость разработаны многоканальные приборы, позволяющие измерять одновременно во многих точках (до 200) циклические

напряжения в диапазоне частот 50–50 000 кГц с цифровой либо кодовой записью напряжений на пленке или ленте, либо с дистанционной передачей кривых напряжений на световое табло.

Для измерения деформаций при высоких температурах разработаны температурно-компенсированные тензодатчики, исключающие влияние как жужиха с напряжений, вызванных тепловым расширением поверхности. Компенсированные датчики из константановой проволоки позволяют измерять температуру до 300°C , никромовые — до 750°C и платиновые — до 1100°C . Высокотемпературные тензодатчики закрепляют на поверхности деталей с помощью термостойких керамических цементах.

Опτικο-поляризационный метод изучения напряжений основан на свойстве многих прозрачных упругих материалов (акрилатов, полистиролов, эпоксидов, фторопластов) становиться двоякопреломляющими под действием напряжений. Обычно определяют напряжения на плоских образцах. Образец, изготовленный из оптически активного материала, устанавливают в пучке поляризованного света и рассматривают через второй поляризатор (анализатор), скрепленный с первым. В качестве поляризаторов вместо призм, склеенных из природных двоякопреломляющих кристаллов (исландский шпат), сейчас применяют более дешевые и удобные поляриоды Ленда (одноосно растянутые и обработанные йолом листы поливинила), которым можно придать практически неограниченные размеры.

При отсутствии в образце напряжений анализатор гасит световые лучи, прошедшие через поляризатор, и изображение получается затемненным. Под нагрузкой материал образца, становясь двоякопреломляющим, разлагает поляризованный свет на две взаимно перпендикулярные и совпадающие с направлением главных напряжений волны с разностью фаз, пропорциональной разности главных напряжений. В анализаторе волны снова совмещаются, и благодаря приобретенной разности фаз на изображении возникает система интерференционных полос. При освещении белым светом образуются цветные полосы (*изохромы*), цвет которых зависит от разности главных напряжений $\sigma_1 - \sigma_2$, а частота расположения — от нагрузки.

«Цену» полос (разность $\sigma_1 - \sigma_2$, соответствующую данному цвету) определяют расчетом на основании оптических характеристик материала образца или с помощью тарировочных образцов, в которых создано строго определенное напряжение.

Кроме того, на изображении возникают темные полосы — *изоклины* (линии одинакового угла α наклона главных напряжений). Поворачивая одновременно поляризатор и

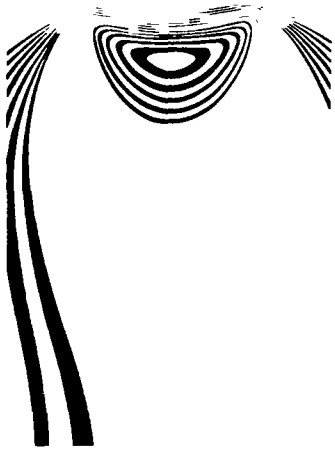


Рис. 75. Изохромы (наибольшие касательные напряжения в зоне контактного нагружения цилиндра)

анализатор на малые углы ($5-10^\circ$), получают семейство изоклин данной модели, на основании которых можно построить траектории главных напряжений (*изостаты*) и определить в каждой данной точке величину $\tau = 0,5(\sigma_1 - \sigma_2) \sin \alpha$.

Удобнее и точнее исследование в монохроматическом свете, при котором на изображении возникают темные полосы изохром (назначение в данном случае условное) и изоклин. Последние можно исключить, применяя круговую поляризацию. Для этого перед моделью и за ней устанавливают пластинки из оптически активного материала (чаще всего слюды), толщину которых выбирают так, чтобы вызвать в проходящем свете разность фаз, равную $1/4$ длины его волны (четвертьволновые пластинки). Тогда на изображении остаются одни изохромы (рис. 75).

Главные напряжения определяются только в случае одноосного напряженного состояния, когда $\sigma_2 = 0$ и система изокром изображает главные напряжения σ_1 . При двухосном напряженном состоянии ($\sigma_2 \neq 0$) для определения («разделения») главных напряжений необходимы дополнительные данные.

Один из способов основан на том, что толщина образца на участках действия растягивающих напряжений уменьшается согласно обобщенному закону

Гука на величину $e = \frac{\mu}{E}(\sigma_1 - \sigma_2)$, где e — относительное уменьшение толщины; E — модуль нормальной упругости материала. Измерив величину e , можно найти сумму $\sigma_1 + \sigma_2$ и, зная из интерферограммы разность $\sigma_1 - \sigma_2$, определить σ_1 и σ_2 . Этот способ требует многократного измерения малых величин e

в разных точках образца и построения *изопах* — линий одинаковой толщины образца под нагрузкой или, что то же самое, одинаковых значений суммы главных напряжений.

Другой способ основан на закономерности, известной из теории упругости,

$$\sigma_2 = \int_0^S \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\rho} dS,$$

где S — расстояние между смежными траекториями напряжений, а ρ — радиус кривизны траектории в рассматриваемой точке. Величину σ_2 определяют численным интегрированием последовательно вдоль всех траекторий, беря значения ΔS и ρ из интерферограммы.

С учетом напряжений σ , найденных в геометрически подобном образце, определяют напряжения σ_d в реальной детали:

$$\sigma_d = \sigma \frac{h}{h_d} \frac{B}{B_d} \frac{P_d}{P},$$

где h/h_d — отношение толщины образца и детали; B/B_d — масштабный фактор (отношение линейных размеров образца и детали); P_d/P — отношение силы, действующей на деталь, к силе, прилагаемой к образцу.

В пространственных объектах применяют метод фиксации напряжений. Для этого модель нагревают под нагрузкой до возникновения остаточных деформаций (термофиксация или «замораживание» напряжений) или, что проще, повышают испытательную нагрузку до возникновения остаточных деформаций. Затем модель разрезают на тонкие пластинки, по которым изучают распределение напряжений в различных слоях модели.

Несмотря на трудоемкость эксперимента и сложность расшифровки интерферограмм, оптико-поляризационный метод широко применяют для решения задач, не поддающихся георетическому анализу (распределение напряжений в деталях сложной формы, на участках приложения сосредоточенных сил, в зонах ослабления и переходов). Методами скоростного фотографирования изучают напряжения при циклических и динамических (ударных, взрывных) нагрузках.

При тщательной обработке интерферограмм точность определения напряжений высокая (до $\pm 1\%$).

Метод **фотоупругих покрытий** позволяет исследовать напряжения непосредственно на плоских поверхностях деталей. Поверхность покрывают тонкой пленкой оптически активного вещества (эпоксидные смолы) и нагружают. Под действием напряжений, возникающих в поверхностном слое, пленка становится двоякопреломляющей. Исследуемую поверх-

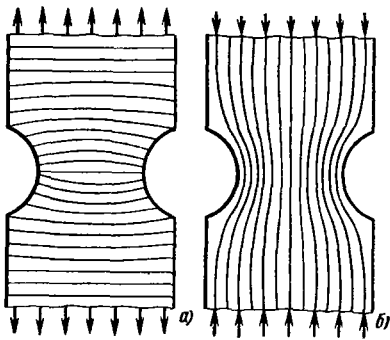


Рис. 76. Сетки трещин в лаковых пленках

ность облучают поляризованным светом и рассматривают отраженный от пленки свет через второй поляризатор, получая интерференционную картину распределения напряжений.

Метод применяют в лабораторных и натурных условиях. Фотоупругие покрытия можно использовать как тензодатчики. Их наносят на поверхность работающих конструкций, что позволяет в течение длительного времени периодически определять изменения, происходящие при эксплуатации (например, в строительных конструкциях — усадку, явления ползучести, перераспределение напряжений и др.).

Метод лаковых пленок сразу дает траектории главных напряжений (изостаты) и позволяет приближенно определить их. На поверхность детали наносят тонкий (0,05—0,10 мм) слой хрупкого лака и подвергают деталь нагружению, например, растяжению (рис. 76, а). На участках повышенных растягивающих напряжений в пленке возникают трещины, перпендикулярные направлению главных растягивающих напряжений σ_1 вдоль оси образца и параллельные главным сжимающим напряжениям σ_2 , ортогональным к растягивающим напряжениям σ_1 .

По мере увеличения нагрузки и перехода упругих деформаций в пластические трещины разрастаются. К концу испытания поверхность покрывается густой сеткой трещин, ширина которых пропорциональна упругопластическим деформациям растяжения, а направление соответствует траектории главных напряжений сжатия σ_2 . После снятия нагрузки размеры образца сокращаются на величину упругих деформаций, ширина трещин несколько уменьшается, и сетка трещин фиксирует картину пластических деформаций образца.

Проводят линии, перпендикулярные направлению трещин, и получают изостаты главных

растягивающих напряжений σ_1 или, иначе, картину силового потока в образце (рис. 76, б).

Траектории напряжений σ_1 можно получить непосредственно на образце, если сначала нагрузить его на растяжение, нанести в напряженном состоянии слой лака, дать ему высохнуть, после чего постепенно снимать нагрузку. В ходе разгрузки сжатые участки образца, упруго расправляясь, растягивают лаковую пленку, вызывая в ней трещины, ширина которых пропорциональна ранее возникшим упругим деформациям сжатия на данном участке, а направление соответствует траектории главных напряжений σ_1 . К концу разгрузки сетка трещин фиксирует картину упругих деформаций образца при нагружении. Пластических деформаций, возникших при нагружении, сетка не отражает.

Если заранее определить на тарировочных образцах напряжения в металле, вызывающие трещины в лаковой пленке, и постепенно увеличить нагрузку, то по появлению трещин можно проследить распространение напряжений, а по ширине трещин оценить их.

Точность определения напряжений методом лаковых пленок невелика ($\pm 10\%$). Однако этот метод дает возможность быстро определить общий характер распределения напряжений, локализовать слабые места конструкции и наметить участки для более точного определения напряжений методом тензометрирования.

Наиболее простой состав лака: раствор 60 г канифоли и 10 г целлулоида в 100 г ацетона. Изменением состава лака можно изменять его прочность и тем самым расширять диапазон исследуемых напряжений и повышать точность измерений. С помощью хрупких лаков можно изучать самые малые упругие деформации.

Для исследования деформаций в деталях, работающих при высоких температурах (лопатки турбин), а также для изучения термических напряжений используют хрупкие керамические покрытия, наносимые на поверхность детали горячим распылением.

Метод пленок применим для изучения напряжений на работающих конструкциях в деталях, подвергающихся статической нагрузке. Его используют также для изучения напряжений при однократной ударной нагрузке.

Натурные испытания. Простейшим методом проверки деталей на прочность и жесткость является их испытание на стенде в условиях, наиболее приближающихся к рабочим. Перемещения измеряют индикаторами или тензомерами. Хорошо поддаются стендовым испытаниям быстроходные роторы, например,

рабочие диски центробежных или осевых компрессоров, нагруженные главным образом центробежными силами. Частоту вращения испытываемой детали постепенно увеличивают до частоты, превышающей на 20–40% рабочую, что соответствует возрастанию напряжений на 40–100% по сравнению с расчетными. Такие испытания воспроизводят действительные условия нагружения (кроме термических напряжений, возникающих в роторах тепловых машин).

Для определения запасов прочности испытания иногда ведут вразнос, т. е. до полного разрушения детали.

Самый верный, хотя и дорогой метод — это комплексная проверка машины в целом, состоящая в длительном испытании машины на форсированных режимах на стенде или в эксплуатационных условиях. Через определенные промежутки времени машину частично или полностью разбирают для определения состояния деталей и признаков приближающихся поломок. При таком методе комплексно выявляются элементы конструкции, слабые по прочности и износостойкости. Возможность облегчения деталей устанавливают только косвенным путем — по состоянию деталей после длительной работы.

Повышение расчетных напряжений. Некоторые возможности уменьшения массы заложены в повышении расчетных напряжений и снижении запасов надежности.

Отметим, что речь идет о реальном снижении запаса надежности, приводящем к уменьшению сечений детали, а не о формальном снижении, получающемся при повышении напряжений в результате уточнения расчета.

Наибольший выигрыш достигается при растяжении-сжатии, когда масса обратно пропорциональна напряжению:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{\sigma_0}{\sigma},$$

где m_0 и σ_0 — соответственно исходные масса и напряжение; m — масса при повышенном расчетном напряжении σ .

В случае изгиба и кручения зависимость между массой и напряжением слабее:

$$\frac{m}{m_0} = \left(\frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^{2/3}.$$

Надо иметь в виду, что увеличение расчетных напряжений без изменения формы деталей всегда сопровождается уменьшением жесткости, которая во многих случаях определяет работоспособность детали.

По эффективности метод повышения напряжения уступает другим способам уменьшения массы.

Пусть вал нагружен поперечной изгибающей силой или крутящим моментом. Если увеличить рас-

четные напряжения даже значительно (например, в 1,5 раза), то наружный диаметр вала можно уменьшить в отношении $1,5^{-1/3} = 0,87$. Масса снизится в отношении $1,5^{-2/3} = 0,75$ (всего на 25%), а жесткость $1,5^{-4/3} = 0,57$ (на 43%). Точно такого же снижения массы можно достичь, просверлив в валу отверстие диаметром, равным 0,5 наружного диаметра. При этом способе напряжения повышаются только на 6%; жесткость падает также на 6%.

При увеличении наружного диаметра на 5% и диаметра внутреннего отверстия на 10% можно уменьшить массу вала на 25%, сохранив тот же уровень напряжений при одновременном повышении жесткости на 5%.

Как видно, придание рациональной формы деталям является более действенным и целесообразным способом снижения массы, чем увеличение напряжений.

В большинстве машиностроительных конструкций повышение напряжений дает незначительный эффект вследствие ограниченности категории расчетных деталей, масса которых, как правило, составляет небольшую долю массы конструкции. Подавляющая часть — это нерасчетные корпусные детали. Для обширного класса машин (поршневых двигателей, компрессоров, турбин, насосов, металлообрабатывающих станков и т. д.) масса корпусных (преимущественно литых) деталей составляет 60–80% общей массы машин, а доля расчетных деталей не превышает 10–20%. Если учесть, что корпусные детали по условиям технологии изготовления выполняют с большими запасами прочности, то очевидно главные резервы уменьшения массы машин заложены в облегчении корпусных деталей.

Пусть в машине массой 5 т литые корпусные детали составляют 70% по массе и средняя толщина их стенок 12 мм. Уменьшение толщины стенок только на 1 мм дает выигрыш в массе ~300 кг, который нельзя получить при самом скрупулезном расчете деталей, направленном на уменьшение их массы.

Разумеется, уменьшение массы корпусных деталей не должно снижать их прочности, жесткости и устойчивости. Уменьшение сечений должно быть компенсировано повышением прочности стенок путем улучшения технологии литья, устранения местных дефектов литья и внутренних напряжений. Чисто конструктивными приемами облегчения корпусных деталей без ущерба для жесткости и прочности являются: придание деталям плавных очертаний, скругление углов, применение жестких скорлупчатых и сводчатых форм, рациональное оребрение, введение связей между элементами конструкции, применение рациональных силовых схем.

Есть, однако, конструкции, у которых расчетные детали составляют относительно большую долю массы. К этой категории относятся машины с преобладанием металлоконструкций (край-балки, портовые и стреловые краны), самолетные конструкции, ферменные сооружения (опорные каркасы, стойки, вышки, башни, мачты). Для машин и сооружений этого типа уточнение расчета и разумное уменьшение запасов прочности дают большой выигрыш в массе.

Допустимые напряжения и запасы прочности. Существуют два главных направления выбора напряжений и запасов прочности.

Первое направление (в значительной мере устаревшее) заключается в предварительном выборе запаса прочности, установлении допустимых напряжений на основании этого запаса и определении сечений и моментов инерции деталей по формулам сопротивления материалов и теории упругости с учетом главных нагрузок на расчетном режиме (обычно режим максимальной мощности или частоты вращения).

Метод применяют и в обратной последовательности: сначала ориентировочно назначают размеры деталей, затем делают проверочный расчет, определяя действующие в опасных сечениях напряжения, и в заключение находят запас прочности. Если последний соответствует установившимся традиционным величинам, то расчет считают законченным, если нет, то размеры деталей корректируют.

В данном методе все факторы, обуславливающие отклонения истинных напряжений от расчетных, суммарно входят в запас прочности, который вследствие этого приобретает большое числовое значение.

Второе, современное направление стремится к полному и точному выяснению фактических напряжений, действующих в детали. В помощь аналитическому определению напряжений привлекают экспериментальные методы. Сочетание аналитических и экспериментальных методов позволяет более точно установить распределение напряжений. По мере совершенствования и уточнения расчетных методов число неизвестных факторов уменьшается, а число определяемых увеличивается.

В числе неопределимых факторов остаются внутренние напряжения, вызываемые макро- и микродефектами структуры, а также напряжения, возникающие из-за неточностей изготовления и монтажа. Эти факторы необходимо учитывать при установлении запаса прочности.

Кроме того, в запасе прочности должна быть отражена степень ответственности детали и возможные последствия ее поломки. Если поломка детали сопряжена с опасностью аварии и выхода из строя машины, то запас прочности увеличивают.

Метод уточнения напряжений и выделения в запас прочности только немногих случайных и не поддающихся учету факторов является наиболее правильным. Естественно, при уточненной методике расчета запас прочности снижается (в среднем до 1,5–3). Однако точные методы расчета выработаны пока для ограниченных случаев нагружения и типов деталей.

Третье, промежуточное направление пытаются восполнить пробелы современных методов расчета перенесением неизвестных величин в запас прочности, но только в дифференцированном виде.

Запас прочности представляют как произведение частных коэффициентов, каждый из которых отражает одну из неопределенностей расчета. Часто применяют систему определения запаса прочности как произведения:

$$n = n_1 n_2 n_3, \quad (38)$$

где n_1 — коэффициент, учитывающий различие действительных нагрузок и нагрузок, вводимых в расчет, а также различие действительных и расчетных напряжений из-за неточности расчетных формул; n_2 — коэффициент, учитывающий неоднородность материала, влияние макро- и микродефектов и остаточных напряжений в материале; n_3 — коэффициент, учитывающий степень ответственности детали и требования к надежности детали в эксплуатации.

Некоторые исследователи проводят дифференциацию еще дальше, представляя запас прочности как произведение многих (до десяти и более) частных коэффициентов, охватывающих все или почти все факторы неопределенности, перечисленные выше. Затем дают рецепты по выбору численных значений каждого из них в зависимости от степени достоверности расчета, качества изготовления, сложности формы детали и т. д.

Эта система мало отличается от старой системы валового запаса прочности. Если раньше конструктор допускал одну крупную ошибку при выборе запаса прочности, то при дифференцированной системе он может допустить несколько мелких ошибок, накладывающихся одна на другую.

При этом методе оценка факторов неопределенности является условной. Например, в формуле (38) вызывает сомнение фактор n_1 степени достоверности расчета. Численная оценка этого фактора по сути предполагает существование точного расчета, позволяющего определить истинные напряжения. Но тогда нет необходимости в поправочном коэффициенте, а достаточно ввести в расчет эти напряжения.

Кроме того, численные значения поправочных коэффициентов столь разнородных категорий, как, например, точности расчета и совершенства технологии изготовления, принципиально несопоставимы.

На практике пользование системой дифференцированных коэффициентов нередко сводится к подгонке их численных значений так, чтобы получить приемлемый общий запас прочности в прежнем значении этого слова.

Очевидно, что на современном этапе состояния вопроса является неустановившимся. Старые методы устарели, а новые не везде и не вполне разработаны. Там, где существуют точные, экспериментально проверенные способы расчета напряжений, следует пользоваться вторым методом, вкладывая в запас прочности лишь действительно неопределимые факторы. Там, где приходится пользоваться упрощенными методами расчета, следует больше опираться на опыт расчета аналогичных проверенных в эксплуатации конструкций.

Длительная безаварийная эксплуатация является лучшим доказательством того, что напряжения в детали приемлемые (хотя отсюда не вытекает, что эти напряжения не могут быть повышенные). Сохранение геометрического подобия проектируемой детали и прототипа, выбор абсолютных размеров из условий равенства напряжений от главных действующих нагрузок, а может быть, с некоторым повышением напряжений почти безошибочно приводят к созданию работоспособной детали.

Следует соблюдать большую осторожность при уменьшении запасов прочности и вводить конструктивные изменения только после тщательной экспериментальной или, лучше, эксплуатационной проверки. Выигрыш в массе от увеличения расчетных напряжений в большинстве случаев невелик из-за относительно небольшого удельного веса расчетных деталей в конструкции большинства машин. Риск же значителен. В первую очередь, снижается жесткость деталей, которая во многих случаях определяет работоспособность конструкции. Уменьшение жесткости может вызвать появление добавочных, трудно учитываемых нагрузок, ухудшающих условия работы деталей. Поэтому при повышении расчетных напряжений обязательна аналитическая или экспериментальная проверка степени уменьшения жесткости. Целесообразно сочетать увеличение расчетных напряжений с конструктивными методами повышения жесткости (придание деталям рациональных форм).

Непременным условием непосредственного сравнения запасов прочности, принятых в различных отраслях машиностроения, является идентичность методики расчета, а также эквивалентность теорий прочности, положенных в основу расчета сложных напряженных состояний. Кроме того, необходимо учитывать специфику отрасли машиностроения. Для ма-

шин высокого класса, изготавливаемых в условиях строгой технологической дисциплины, с тщательно поставленным контролем качества изделий, исключая возможность подачи на сборку деталей с дефектами материала, принимают пониженные значения запаса прочности. Переносить механически эти значения на машины, изготавливаемые в условиях менее квалифицированного производства, было бы ошибкой.

В авиационных конструкциях, например, запасы прочности, отнесенные к напряжениям, вычисленным с возможной полнотой и точностью, с применением специальной методики расчета, проверенной экспериментами, составляют иногда 20–30%. Конечно, эти значения неприемлемы для деталей, рассчитываемых по упрощенной методике, изготавливаемых и контролируемых менее тщательно, чем на авиационных заводах, и предназначенных для работы в течение более продолжительного срока, чем в авиации.

Расчетные режимы

Обязательным является уточнение расчетных режимов на основе тщательного изучения возможных в эксплуатации случаев перегрузок. Расчетные режимы не всегда совпадают с режимами максимальной мощности или максимальной частоты вращения. Ими могут быть пусковые режимы, когда некоторые машины (электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором и постоянного тока с последовательным возбуждением) развивают повышенный крутящий момент, а также режимы торможения, остановки, реверса, перехода с одной частоты вращения на другую (или с одной нагрузки на другую), наконец, внезапный спад нагрузки, когда машина начинает работать вразнос.

У машин, в приводе которых имеются неререверсивные механизмы (например, червячные пары, редукторы с большим передаточным числом), повышенные напряжения возникают при остановке, когда ведомые вращающиеся и линейнодвижущиеся звенья благодаря накопленной в них энергии становятся ведущими по отношению к неререверсивному механизму.

Неререверсивными являются кривошипные и кулисные механизмы на участках хода, близких к мертвым точкам.

Во многих случаях перегрузки можно устранить или значительно ослабить конструктивными мерами, например, введением регуляторов или ограничителей частоты вращения, предельных муфт, демпферов колебаний и т. д. В других случаях перегрузочные режимы неустраняемы и неизбежно сопутствуют эксплуатации машин; например, для дорожно-строительных машин — это работа на тяжелых или

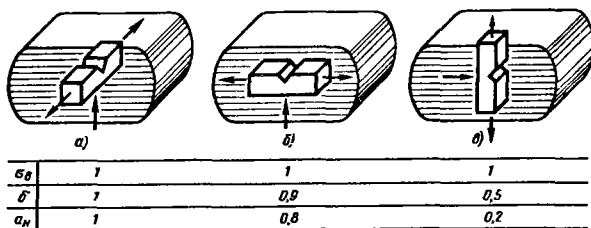


Рис. 77. Механические показатели в зависимости от направления волокон

каменистых грунтах, на влажной почве, откосах, при боковых кренах, для автотранспорта — езда в распутицу, при снежных заносах и т. д. Влияние на прочность этих факторов необходимо тщательно изучить и учесть при выборе расчетных режимов.

СПОСОБЫ УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Действенным средством снижения массы является повышение прочности материалов. В отличие от способа увеличения напряжений путем снижения фактического запаса прочности, сопряженного с риском ослабления детали, надежность в данном случае не уменьшается (если сохранится запас прочности). Другое отличие заключается в том, что этот способ применим ко всем деталям без исключения, тогда как первый способ охватывает только расчетные детали.

Основные способы упрочнения материалов следующие: горячая обработка давлением, легирование, упрочняющая термическая и химико-термическая обработка, обработка методами холодной пластической деформации.

При горячей обработке давлением упрочнение происходит в результате превращения рыхлой структуры слитка в уплотненную структуру с ориентированным направлением кристаллитов. Пустоты между кристаллитами укрупняются и завариваются, прослойки примесей по стыкам кристаллитов дробятся и под действием высокой температуры и давления растворяются в металле.

Наибольшее значение для прочности имеет процесс рекристаллизации, протекающий при остывании металла в определенном интервале температур (для сталей 450—700°С). Из обломков кристаллитов, разрушенных в процессе пластической деформации, возникают новые мелкие зерна. При росте рекристаллизованных зерен примеси остаются в растворенном состоянии в кристаллитах. Для ковкого металла характерна структура, состоящая из мелких округлых зерен, хорошо связанных друг с другом, что обуславливает его повышенную прочность и вязкость.

Кованым и особенно прокатанным металлам свойственна анизотропия механических свойств в направлениях вдоль и поперек волокон.

Особенно резко влияет направление волокон на вязкость (рис. 77).

Направление волокон в кованых и штампованных деталях должно быть согласовано с конфигурацией деталей и направлением действия рабочих нагрузок. Штампованные колесчатые валы (рис. 78, б) и другие фасонные детали (рис. 78, з) с волокнами, следующими контуру, значительно прочнее деталей, изготовленных из сортового проката с поперек волокон (рис. 78, а, в). Горячее накатывание зубьев шестерен (с последующим холодным калиброванием) обеспечивает правильное направление волокон относительно действующих на зуб нагрузок (рис. 78, д, е). Повышенной прочностью обладает накатанная резьба (рис. 78, ж, з).

Главное назначение легирования — повышение прочности с дифференцированным улучшением частных характеристик: вязкости, пластичности, упругости, жаропрочности, хладостойкости, сопротивления износу, коррозионной стойкости и др. Присадка некоторых элементов (Ni и особенно микроприсадка В) увеличивает прокаливаемость сталей, что позволяет получать повышенные механические свойства по всему сечению детали. Для получения высоких механических качеств легирование должно быть дополнено термообработкой.

В табл. 8 приведены сравнительные (средние) характеристики легированных и углеродистых сталей.

Упрочняющая термическая обработка (закалка с высоким, средним и низким отпуском, изотермическая закалка) вызывает образование неравновесных структур с повышенной плотностью дислокаций и сильно деформированной атомно-кристаллической решеткой (сорбит, троостит, мартенсит, бейнит). Регулируя режимы термообработки, можно получать

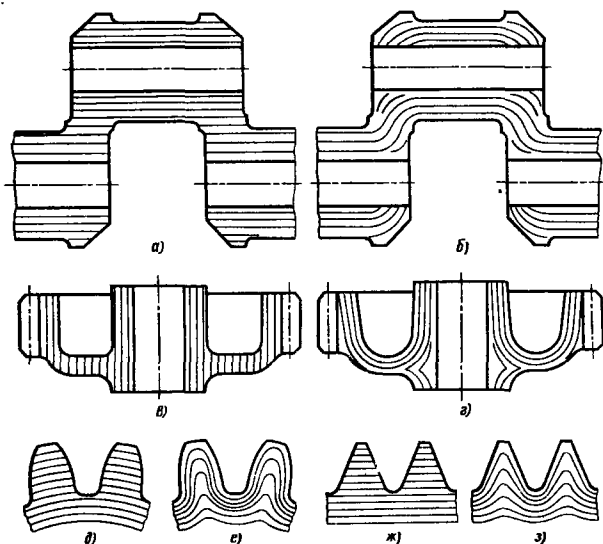


Рис. 78. Расположение волокон

8. Прочностные характеристики углеродистых и легированных сталей при оптимальной термообработке

Стали	Предел прочности	Предел текучести	Относительное удлинение, %	Предел выносливости, МПа	Ударная вязкость, МДж/м ²
	МПа				
Низкоуглеродистые	350—500	250	25	150	0,3—0,6
Среднеуглеродистые	600—800	400—500	12	250—300	0,4—0,8
Высокопрочные легированные	1000—1800	1000—1500	6—8	600—1000	0,6—1,0

стали с различным содержанием этих структур, размерами и формой зерен и соответственно с различными механическими свойствами. Для конструктивных сталей чаще всего применяют улучшение (закалка с высоким отпуском на сорбит), обеспечивающее наиболее благоприятное сочетание прочности, вязкости и пластичности.

Закалка с индукционным нагревом поверхностного слоя ТВЧ помимо технологических преимуществ (экономичность, высокая производительность) дает значительный упрочняющий эффект, обязанный возникновению в закаленном поверхностном слое остаточных напряжений сжатия.

Химико-термическая обработка заключается в насыщении поверхностного слоя углеродом (цементация) или азотом (азотирование) с образованием (в последнем случае) нитридов железа и легирующих элементов. При комплексных процессах (цианирование, нитроцементация) поверхность насы-

щается одновременно углеродом и азотом с образованием карбидов и карбонитридов. Эти виды химико-термической обработки придают поверхности высокую твердость и износостойкость. Вместе с тем они увеличивают прочность (особенно в условиях циклической нагрузки) благодаря образованию в поверхностном слое напряжений сжатия.

Разновидностью химико-термической обработки является термодиффузионное поверхностное легирование (насыщение поверхностного слоя атомами легирующих элементов), которое применяют для повышения прочности и твердости, а также придания поверхности особых свойств (табл. 9).

Разработаны процессы комплексного диффузионного легирования: хромалитирование (насыщение Cr и Al), сульфацианирование (S, C и N₂), бороцианирование (B, C и N₂), бороалитирование (B и Al), хромомарганцевирование (Cr и Mn) и др.

9. Поверхностное диффузионное легирование

Процесс	Сушность процесса	Технология процесса	Назначение
Диффузионное хромирование	Образование в поверхностном слое карбидов и α -твердых растворов Cr в железе	Выдержка в среде летучих хлоридов хрома: CrCl_2 ; CrCl_3 (газовое хромирование) при $800-1200^\circ\text{C}$ (5–6 ч)	Повышение твердости (HV 1200–1500) и термостойкости
Титанирование	Образование в поверхностном слое α -твердых растворов Ti, карбидов титана TiC и интерметаллидов типа Fe_2Ti	Выдержка при $1100-1200^\circ\text{C}$ в смеси порошков ферротитана (80%) и хлористого аммония (6–8 ч)	Повышение твердости (HV 1600–2000), увеличение коррозионной и эрозионной стойкости
Бериллизация	Образование в поверхностном слое α -твердых растворов Be и бериллидов	Выдержка при $900-1100^\circ\text{C}$ в смеси 20% Be, 75% BeO и 5% MgCl_2 (4–8 ч)	Повышение твердости (HV 1100–1200), увеличение коррозионной стойкости
Борирование	Образование в поверхностном слое α -твердых растворов B и боридов Fe	Выдержка при $900-1100^\circ\text{C}$ в смеси порошков карбида бора B_4C и буры $\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$ (5–6 ч)	Повышение твердости (HV 1500–1800) и термостойкости
Сульфидирование	Образование в поверхностном слое сульфидов Fe	Выдержка в расплаве сернокислых солей при $550-600^\circ\text{C}$ (2–4 ч)	Повышение износостойкости, придание противозадирных свойств, повышение стойкости против сваривания
Силицирование	Образование в поверхностном слое α -твердых растворов Si и силицидов Fe	Выдержка в атмосфере моносилана SiH_4 с газами-разбавителями при 1000°C (6–10 ч)	Повышение износостойкости, увеличение горячей коррозионной стойкости
Селенирование	Образование в поверхностном слое α -твердых растворов Se и селенидов	Обработка 20%-ным раствором селенистой кислоты H_2SeO_3 с добавкой небольшого количества хромпика	Повышение износостойкости, придание противозадирных свойств
Алитирование	Отложение на поверхности кристаллической пленки Al_2O_3 . Образование в поверхностном слое α -твердых растворов Al и алюминидов	Выдержка в смеси порошков ферроалюминия и Al_2O_3 при $900-1000^\circ\text{C}$ (6–8 ч)	Повышение горячей коррозионной стойкости

ЧУГУНЫ

Серые чугуны благодаря низкой стоимости, хорошим литейным качествам, легкой обрабатываемости и высокой циклической вязкости широко применяют для изготовления корпусных деталей стационарных, а также транспортных машин. Недостатками серых чугунов (табл. 10) являются малые прочность и

10. Механические свойства чугунов

Серые чугуны

Марка	σ_B	$\sigma_{изг}$	$\sigma_{сж}$	τ	σ_{-1}	НВ
	МПа					
СЧ 15	150	320	600	210	80	163—229
СЧ 18	180	360	750	240	100	170—229
СЧ 20	200	400	800	260	100	170—241
СЧ 25	250	440	900	280	120	180—250
СЧ 30	300	480	1000	310	140	180—255
СЧ 35	350	520	1100	320	140	187—269
СЧ 40	400	560	1200	340	150	207—286
СЧ 45	450	600	1300	360	150	229—289

Ковкие чугуны

Марка	σ_B	$\sigma_{0,2}$	σ_{-1}	a_n , МДж/м ²	δ , %	НВ
	МПа					
КЧ 35—10	350	270	150	0,20	10	100—163
КЧ 37—12	370	300	160	0,30	12	110—163
КЧ 45—7	450	330	180	0,15	7	150—207

Высокопрочные чугуны

Марка	σ_B	$\sigma_{0,2}$	a_n , МДж/м ²	δ , %	НВ
	МПа				
ВЧ 45	441	333	0,3	5	160—220
ВЧ 50	490	348	0,2	2	180—260
ВЧ 60	588	393	0,2	2	200—280
ВЧ 70	686	441	0,3	2	229—275
ВЧ 80	784	490	0,2	2	220—300
ВЧ 100	981	686	0,3	2	302—369

ударная вязкость, хрупкость (относительное удлинение $\delta < 0,3\%$), а также низкое значение модуля упругости (рис. 79). Серые чугуны, как и многие другие литейные материалы, не подчиняются закону Гука; кривая напряжения-деформации у них не имеет прямолинейного участка.

В качестве характеристики сопротивления чугунов упругой деформации принимают условную величину — относительный модуль упругости, определяемый по деформации при напряжении, равном 0,25—0,3 предела прочности на растяжение. В связи с этим непосредственное сравнение модулей

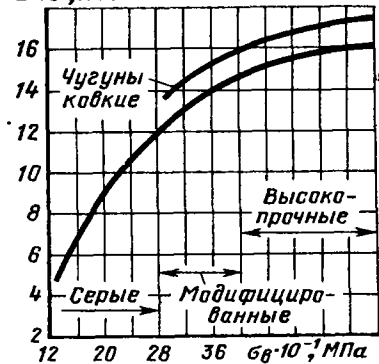
 $E \cdot 10^{-4}, \text{ МПа}$


Рис. 79. Модуль нормальной упругости чугунов в функции σ_B

упругости чугунов и материалов, подчиняющихся закону Гука, является нестрогим.

Модули упругости высокопрочных и ковких чугунов имеют более устойчивую величину; эти материалы можно рассматривать как упругие.

Малая прочность серых чугунов обусловлена главным образом пластинчатой формой графитных включений (рис. 80, а), эквивалентных внутренним трещинам. Перлитизация (присадка силикокальция, ферросилиция, графитного порошка) способствует получению наиболее благоприятной для прочности перлитной структуры (рис. 80, б), коагуляции графита, уменьшает склонность к отбеливанию и повышает прочность на 30—50%.

Ковкие чугуны, получаемые отливкой белых (цементитных) чугунов с последующей длительной термообработкой, в результате которой цементит распадается с выделением феррита и коагулированного (хлопьевидного) графита (рис. 80, в), превосходят серые перлитные чугуны по прочности на 10—15% и в отличие от последних обладают довольно высокой пластичностью (δ до 12%). Недостатком является низкая производительность технологического процесса (длительность термообработки до 150 ч).

Высокопрочные чугуны — это чугуны, легированные Cr, Mg и другими элементами, термообработанные на зернистый перлит, с шаровидной формой графитовых включений (рис. 80, г), получаемой сфероидизирующим модифицированием (модификаторы: металлический Mg, легатуры Mg с Si и Ni, редкоземельные металлы). Типичный состав высокопрочного чугуна: 3,4—3,6% C; 2,5—3,5% Si; 1,2—1,3% Mn; 0,03—0,1% Mg; 0,15—0,25% Cr; не более 0,005% S; не более 0,1% P.

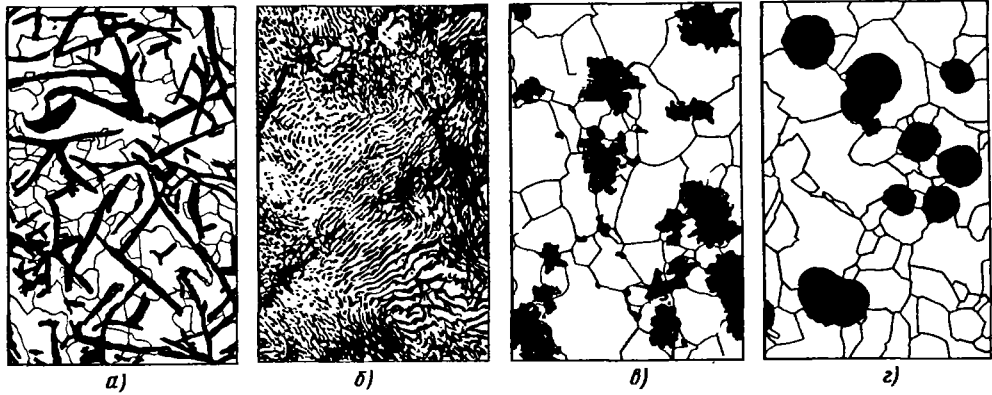


Рис. 80. Структуры чугунов:

а — ферритного с пластинчатым графитом; б — перлитного с пластинчатым графитом; в — ковкого ферритного с хлопьевидным графитом; г — высокопрочного ферритного с шаровидным графитом

Термообработка заключается в гомогенизирующем отжиге и нормализации при 950 °С (выдержка 6–8 ч) с последующим охлаждением со скоростью 30–60 °С/мин. Далее следует отпуск при 650–700 °С с выдержкой 8 ч и охлаждение на воздухе.

Гораздо производительнее изотермическая закалка с 850 °С в расплаве солей (50% NaNO₃, 50% KNO₃) при 300–350 °С с выдержкой 2 ч и охлаждением в воде.

Высокопрочные чугуны по механическим свойствам превосходят серые и ковкие чугуны и приближаются к углеродистым конструкционным сталям.

Чугуны, дополнительно легированные небольшими количествами Ni (0,3–0,5%), Mo (0,2–0,3%), Nb (0,1%) и подвергнутые изотермической закалке, имеют следующие механические свойства: σ_в = 1200 МПа; δ = 3%; a_н = 0,3 МДж/м².

Высокопрочные чугуны можно подвергать поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и упрочнению наклепом. Чугуны с присадкой Al поддаются азотированию (HV ≈ 900).

Из высокопрочных чугунов изготавливают ответственные тяжелонагруженные детали, например, коленчатые валы, которые по прочности не уступают кованным и штампованным валам из углеродистых и низколегированных сталей, а по износостойкости превосходят их. Стоимость изготовления литых валов во много раз меньше, чем штампованных.

Литейные качества высокопрочных чугунов ниже, чем серых (усадка серых чугунов 0,8–1,2%, высокопрочных 1,3–1,8%). Все высокопрочные чугуны льются значительно лучше, чем литейные стали. Необходимо тщательное обескислечение чугуна, иначе в отливке

выделяются сульфиды магния (в виде черных пятен), вызывающие местное ослабление отливки.

Следует иметь в виду, что высокопрочные чугуны значительно уступают серым чугунам по циклической вязкости.

Циклической вязкостью называют свойство металлов частично превращать энергию упругих деформаций в теплоту вследствие внутренних потерь на грение. Чем больше циклическая вязкость, тем выше способность металла гасить колебания при циклической нагрузке.

Циклическая вязкость характеризуется коэффициентом ψ гистерезиса (процентное отношение потери v энергии за цикл деформации и полной энергии w деформации):

$$\psi = \frac{v}{w} 100\%.$$

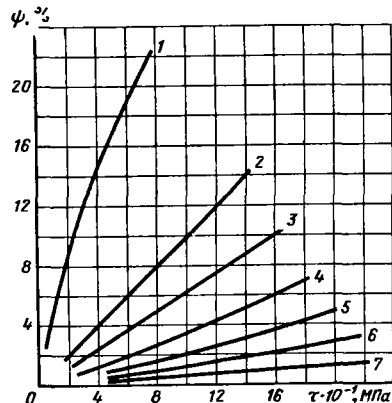


Рис. 81. Коэффициент ψ гистерезиса в функции τ: 1 — серый чугун; 2 — модифицированный чугун; 3 — сталь 20; 4 — сталь 45; 5 — высокопрочный чугун; 6 — стальное литье; 7 — сталь 40Х

На рис. 81 приведены коэффициенты гистерезиса для чугунов и сталей в функции амплитуды колебания напряжений за цикл деформации. Циклическая вязкость серых чугунов в 5—6 раз больше, чем углеродистых сталей, и в 10—20 раз больше, чем легированных сталей. Высокопрочные чугуны по циклической вязкости примерно равноценны сталям; модифицированные чугуны занимают промежуточное положение между серыми и высокопрочными.

Циклическая вязкость цветных металлов крайне низкая. Исключение составляют магниевые сплавы, приближающиеся по циклической вязкости к углеродистым сталям.

СВЕРХПРОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В основе создания сверхпрочных материалов лежит современное представление о дислокациях (искажения атомно-кристаллических пространственных решеток) как о первопричине наблюдающегося расхождения между реальной прочностью металлов и теоретической, предсказываемой на основании атомных связей в кристаллических решетках.

Теоретическая прочность (величина касательного напряжения, необходимая для смещения кристаллических плоскостей совершенного кристалла относительно друг друга)

$$\tau_T = \frac{Gb}{2a\pi},$$

где b — расстояние между атомами в плоскости сдвига; a — параметр атомно-кристаллической решетки; G — модуль упругости сдвига.

Для металлов с ОЦК- и ГЦК-решеткой

$$\tau_T = (0,1 \div 0,3) G. \quad (38a)$$

Величина G для изотропных материалов

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)},$$

где $\mu = 0,28 \div 0,34$.

При среднем значении $\mu = 0,3$

$$G = \frac{E}{2 \cdot 1,3} = 0,38E.$$

Подставляя эту величину в формулу (38a), получаем $\tau_T = (0,1 \div 0,3) 0,38E = (0,04 \div 0,12) E$.

Реальная прочность в десятки, а иногда и в сотни раз меньше. Иначе говоря, в современных металлах используется незначительная доля возможной их прочности.

Еще недавно считали, что процесс пластической деформации заключается в одновременном сдвиге кристаллических плоскостей одна относительно другой. Это представление не выдерживает с большой величиной усилий, необходимых для преодоления атомных связей на плоскостях скольжения. Сейчас общепризнана теория, согласно которой сдвиг происходит не сразу, а последовательными этапами (эстафетно).

Вокруг дислокаций возникают поля напряжений и образуются площадки облегченного скольжения. Достаточно сравнительно небольшого напряжения, чтобы вызвать в таком участке сдвиг кристаллических плоскостей на одно межатомное расстояние. Этот сдвиг сопровождается соответственным перемещением площадки облегченного скольжения по направлению или против направления действия силы. На новом месте расположения площадки, в свою очередь, происходит сдвиг на одно межатомное расстояние, сопровождаемый новым смещением площадки скольжения.

Таким образом, площадка скольжения, последовательно перемещаясь вдоль направления действия силы, вызывает сдвиг всей кристаллической плоскости на одно межатомное расстояние. Если сила продолжает действовать, то явление многократно повторяется, происходит макросдвиг кристаллических плоскостей. Очевидно, что такой последовательный сдвиг, требующий только местного разрыва атомных связей, происходит под действием силы, во много раз меньшей силы, необходимой для одновременного сдвига сразу всей кристаллической плоскости.

Описанный механизм возникновения и распространения сдвига является первопричиной пониженной реальной прочности металлов по сравнению с теоретической. Перемещение площадки облегченного скольжения продолжается до тех пор, пока дислокация не выйдет на поверхность кристаллического блока или не встретится с препятствием.

Движение дислокаций задерживается у точечных и линейных дефектов атомно-кристаллических решеток, включений примесных атомов, облаков примесей (атмосферы Котрелла), у границ фаз, кристаллических блоков и зерен. Перемещение дислокаций тормозят поперечные дислокации и дислокации одинакового направления, но противоположного знака. Разноименные дислокации, столкнувшись одна с другой, взаимно погашаются.

Следовательно, увеличение числа неоднородностей, т. е. увеличение количества примесей и числа искажений кристаллической решетки, а также изменение кристаллических блоков упрочняют металл, создавая препятствия на пути перемещения дислокаций и блокируя их распространение.

Дислокации закономерно присутствуют всякому металлу и возникают в огромных количествах. Средняя плотность распределения дислокаций в сталях составляет $10^8 - 10^{10}$ на 1 см^2 поверхности.

Основные виды искажений: линейные дислокации — вклинивание лишних кристаллических плоскостей (экстраплоскостей) (рис. 82, а); винтовые дислокации — спиральный сдвиг кристаллических плоскостей друг относительно друга (рис. 82, б); вакансии — отсутствие атомов в узлах кристаллических решеток (рис. 82, в); включения примесных атомов в междуузлия решетки (рис. 82, з).

Местные искажения решетки наступают при приложении внешних нагрузок, а также в зонах действия внутренних напряжений. Возникновение дислокаций может вызвать появление новых дислокаций

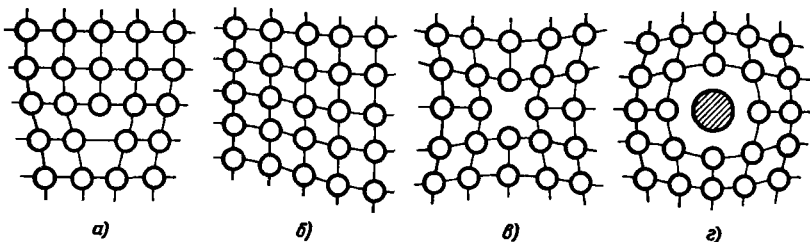


Рис. 82. Схемы дислокаций

на смежных участках. Существуют источники самопроизвольного возникновения дислокаций: две сошедшие вместе линейные дислокации образуют под действием напряжений непрерывно действующий генератор дислокаций (источники Франка-Рида).

Существуют два основных направления повышения прочности металлов:

1) устранение или уменьшение числа дислокаций (создание металлов правильного атомно-кристаллического строения);

2) увеличение числа неоднородностей (создание препятствий, тормозящих развитие и распространение дислокаций).

Бездефектную структуру можно получить только у очень чистых материалов и в очень малых объемах, исключающих возникновение и развитие дислокаций. Специальными методами получают нитевидные кристаллы толщиной 0,05–2 мкм и длиной в несколько миллиметров, так называемые усы, обладающие исключительной прочностью. Нитевидные кристаллы железа имеют прочность на разрыв 13 500 МПа, что примерно в 100 раз больше предела прочности технического железа и в 10 раз больше прочности качественных легированных сталей. Вместе с тем усы обладают

очень высокими упругими характеристиками. Упругое удлинение железных усов достигает 5%, тогда как у технического железа оно не превышает 0,01%.

Повышенные прочность и упругость усов обязаны правильности атомно-кристаллического строения. Развитие дислокаций в усax затруднено вследствие того, что их диаметр соизмерим со средней протяженностью дислокаций. С увеличением диаметра прочность усов резко падает (рис. 83) из-за появления дислокаций.

Усы сохраняют высокую прочность только в пределах упругих деформаций. По достижении предела текучести прочность усов в результате возникновения дислокаций резко и невосстановимо падает.

Усы получают также из неметаллических материалов (графита, окиси бериллия, карбида кремния, окиси алюминия, окиси магния [12]). Прочность многих керамических усов значительно превышает прочность металлических усов (рис. 84). Упругое удлинение керамических усов 1,5–6%; модуль нормальной упругости $E = (30 \div 50) 10^4$ МПа. Исключительно

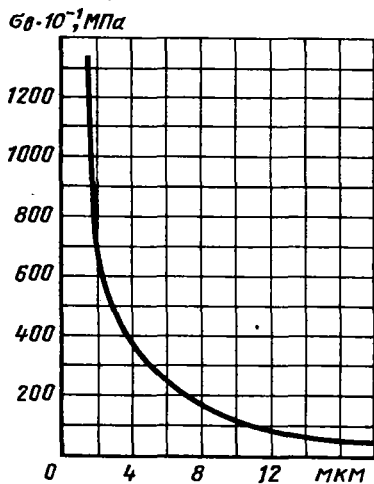


Рис. 83. Прочность железных усов

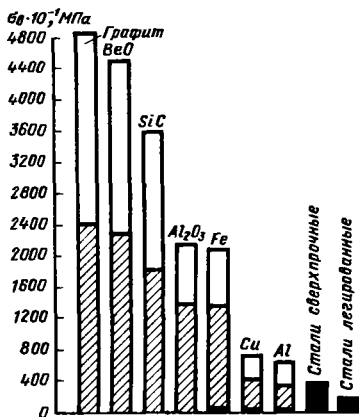


Рис. 84. Теоретическая прочность материалов (светлые прямоугольники), прочность усов (заштрихованные прямоугольники) и реальная техническая прочность (зачерненные прямоугольники)

высокий модуль упругости имеют графитные усы ($E = 100 \cdot 10^4$ МПа).

Прочность усов составляет 50–60% теоретической прочности. Однако техническое применение нитевидных кристаллов затруднено их малыми размерами.

Единственный реальный способ использования нитевидных кристаллов — это создание композитных материалов, состоящих из усов, ориентированно уложенных в металлической (например, алюминиевой) или пластмассовой матрице. Если усы имеют длину, достаточную для прочного сцепления с матрицей по боковой поверхности усов, то удается в значительной мере использовать их прочность. Прочность композитных материалов, содержащих по массе 40–50% усов, в направлении вдоль усов составляет примерно 30% прочности усов. Так, композиция из сапфировых усов (Al_2O_3) и металлического алюминия имеет прочность на растяжение 5000–6000 МПа.

Композитные материалы с ориентированным расположением усов обладают высокой прочностью только против действия растягивающих напряжений в направлении ориентации (растяжение вдоль усов, отчасти изгиб поперечными силами). Прочность на сжатие, а также на растяжение поперек усов мало отличается от прочности материала матрицы.

Второе, диаметрально противоположное направление — увеличение степени неоднородности и числа искажений кристаллической решетки, разумеется, не позволяет приблизиться к теоретической прочности, но может существенно повысить реальную прочность технических металлов (рис. 85). Пределом является плотность дислокаций порядка 10^{15} см⁻², когда расстояния между дислокациями приближаются к межатомным, атомно-кристаллическая решетка сильно искажается, вследствие чего прочность падает. Первым этапом на

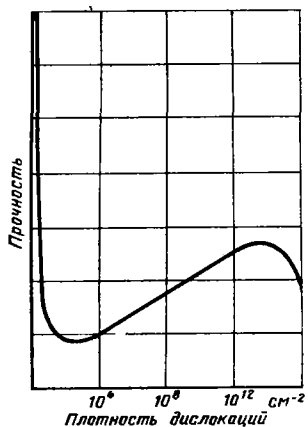


Рис. 85. Влияние плотности дислокаций на прочность

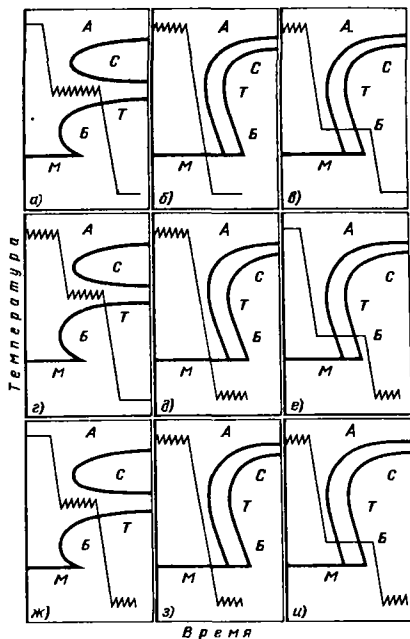


Рис. 86. Схемы термомеханической обработки (в диаграммах изотермического превращения аустенита)

этом пути являются легирование и термообработка, упрочняющий эффект которых в сущности сводится к увеличению плотности дислокаций.

Дальнейшие успехи в создании прочных сталей связаны с тем, что у некоторых многокомпонентных легированных сталей (с относительно небольшим общим содержанием легирующих добавок) при охлаждении с температуры аустенитного превращения в определенном интервале температур (450–550°C) не наблюдается распада аустенита, сопровождающегося образованием твердых ферритоцементитных смесей. В этом интервале сталь неограниченное время остается в пластичном состоянии; ее можно ковать, штамповать, прокатывать. Это положило начало термомеханической обработке, представляющей собой сочетание процессов термообработки и пластической деформации.

Низкотемпературная термомеханическая обработка (НТМО) заключается в интенсивной пластической деформации стали в температурном интервале устойчивого аустенитного состояния. Процесс (рис. 86, а) состоит в нагреве до 900–1000°C, быстром охлаждении до 450–550°C, многократном пластическом деформировании при этой температуре с большой степенью дефор-

мации (до 90%), закалке на мартенсит и отпуске при 250–400 °С.

Низкотемпературной термомеханической обработке поддаются стали примерно следующего состава: 0,4–0,6% С; 1–1,5% Ni; 0,7–1,5% Mn; 1–1,5% Si; 1–3% Cr и 0,5–1,5% Mo, обладающие указанным интервалом устойчивого состояния аустенита. НТМО вызывает значительное увеличение прочности (предел прочности при растяжении 3200–3500 МПа, предел текучести 2800–3000 МПа при удлинении 8–12%). Это примерно в 2 раза выше показателей прочности лучших современных легированных сталей. НТМО резко повышает сопротивление усталости.

Обязательной предпосылкой получения сверхпрочных сталей является повышенное качество исходного материала. Стали плавят в электропечах под вакуумом и подвергают многократному электрошлаковому или электронно-лучевому переплаву. Разливку стали также производят под вакуумом.

Увеличение прочности при НТМО обуславливается главным образом высокой степенью нарушения кристаллической структуры в результате полупластичкой деформации, сопровождающейся измельчением кристаллических блоков (в 4–5 раз по сравнению с размерами блоков при обычной термообработке). После НТМО детали нельзя подвергать действию высоких температур, так как при нагреве сталь теряет приобретенную прочность. Это исключает возможность сварки деталей, подвергнутых НТМО.

Процесс применим для проката и деталей простой формы. Обработка деталей сложной конфигурации не дает полноценных результатов из-за невозможности обеспечить одинаковую степень деформации и однородные свойства металла во всей детали. Другим недостатком является увеличение усилий, необходимых для деформирования материала в полупластическом состоянии.

Последнего недостатка лишена высокотемпературная термомеханическая обработка (ВТМО). При этом способе (рис. 86, б) материал деформируют в интервале 800–900 °С при степени деформации 20–30%, после чего подвергают закалке на мартенсит и отпуску. Иногда производят изотермическую закалку на бейнит (рис. 86, в).

При ВТМО предел прочности повышается до (2,2–2,8)10³ МПа, что в 1,5–2 раза больше прочности при раздельной обработке давлением и термообработке. Кроме того, увеличиваются пластичность и ударная вязкость, уменьшается чувствительность стали к концентрации напряжений.

Упрочнению ВТМО поддаются также обычные среднеуглеродистые стали, хотя эффект упрочнения в этом случае получается меньшим. Так, высокотемпературная термомеханическая обработка повышает предел прочности стали 45 до (1,5–2,0)10³ МПа.

Возможно комбинирование различных методов термомеханической обработки. Сочетание ВТМО и НТМО (рис. 86, з) способствует дополнительному увеличению прочности на 15–20% по сравнению с НТМО.

Другой способ упрочнения основан на деформационном старении мартенсита (ДСМ). При этом способе (рис. 86, д) сталь вначале подвергают упрочняющей обработке (закалке и отпуску при 250–400 °С), деформируют в холодном состоянии при степени деформации 1–3% и подвергают старению в течение 1–2 ч при температуре примерно на 100 °С ниже температуры отпуска. В процессе старения прочность стали повышается до (2,0–2,5)10³ МПа. Отношение предела текучести к пределу прочности становится равным $\sigma_{0,2}/\sigma_b \approx 1$. Вследствие этого деформационно-старенные стали по пределу текучести, который является основной прочностной характеристикой материала, приближаются к сталям, упрочненным описанными выше более сложными способами.

Для деформирования можно применить любой способ: обжатие, растяжение, кручение, штамповку, прокатывание. Детали сложной конфигурации целесообразно деформировать повышенной нагрузкой такого же вида, что и рабочая нагрузка.

Увеличение прочности при деформационном старении является результатом совместного действия двух факторов: наклепа (увеличение плотности дислокаций) и измельчения блоков мартенсита.

Разновидностью способа является изотермическая закалка на бейнит с последующим деформационным старением (рис. 86, е). Применяют также сочетание деформационного старения с НТМО (рис. 86, ж) и ВТМО (рис. 86, з, и).

Широкое применение получил процесс упрочнения, основанный на старении железоникелевого мартенсита. Такому упрочнению поддаются безуглеродистые (< 0,01% С) сплавы железа с 18–20% Ni; 7–10% Со и 3–5% Мо и с обязательными присадками 0,3–1,5% Ti и 0,1–0,3% Al, которые являются главными упрочняющими элементами. Термообработка этих сплавов заключается в закалке на мартенсит, которая в отличие от закалки обычных сталей не требует высоких скоростей охлаждения и протекает при охлаждении на спокойном воздухе

с температуры 800–1000 °С (обычно сплавы закалывают с ковочной температуры). В результате закалки образуется мягкий мартенсит (HRC 10–15), хорошо поддающийся деформированию в холодном состоянии. Затем материал подвергают старению, выдерживая его в течение почти 3 ч при 450–500 °С. После старения предел прочности повышается до 2100–2300 МПа при отношении $\sigma_{0,2}/\sigma_B \approx 1$; мартенсит приобретает твердость до HRC 50, сохраняя высокую пластичность ($\delta = 10 \div 12\%$) и вязкость ($a_{ch} = 0,8 \div 1,2$ МДж/м²). Упрочнение обусловлено преимущественно образованием интерметаллидов типа Ni(Ti, Al) и Ni₂(Ti, Al, Mo).

Мартенситостареющие стали обладают превосходными технологическими свойствами. Термообработка этих сталей очень проста и обеспечивает сквозную закалку деталей практически любых сечений и конфигураций. Старение не вызывает коробления изделий и, следовательно, может являться заключительной технологической операцией. Эти сплавы можно обрабатывать горячей пластической деформацией (ковкой, штамповкой, прокатыванием). В закаленном состоянии до старения их можно обрабатывать давлением в холодную. Механическая обрабатываемость сплавов хорошая; они поддаются сварке и после закалки, и после старения. Разупрочнение в зоне сварного шва при сварке в состаренном состоянии устраняют повторным старением.

Мартенситостареющие стали коррозионностойкие, поддаются упрочнению наклепом. Азотированием им можно придать высокую поверхностную твердость (HV 1000–1200). Вследствие высокой пластичности стали мало чувствительны к концентрации напряжений.

Недостатком мартенситостареющих сплавов является повышенное содержание дефицитных никеля и молибдена. Введением 1,5–2% Mn можно получить высокие показатели прочности и вязкости при содержании не более 8–12% Ni.

Способ упрочнения низкоуглеродистых сталей многократной механико-термической обработкой (ММТО) заключается в 5–6-кратной деформации, соответствующей при каждой ступени нагружения длине площадки текучести на диаграмме напряжений (суммарная деформация 6–8%), до полного исчезновения площадки текучести. Затем следует старение при 100–200 °С в течение 10–20 ч. В результате этой обработки предел текучести повышается на 25–30% (становясь практически равным пределу прочности), а предел выносливости — на 30–50%.

Применяют дополнительное упрочнение путем приложения магнитного поля,

вызывающего в силу известного явления магнитострикции объемный наклеп материала (*термомеханомагнитная обработка*).

Один из вариантов магнитного упрочнения (способ Бассета) состоит в закалке с 900–1200 °С в расплаве солей при 200–400 °С в постоянном магнитном поле напряженностью (8–24) 10⁵ А/м, создаваемом с помощью катушек, расположенных вокруг закалочного бака. После выдержки в течение 20 мин производят закалку в воду, обработку холодом (для перевода остаточного аустенита в мартенсит) и отпуск при 150–250 °С. Магнитная обработка низколегированных сталей (0,3–0,4% C; 1% Cr; 0,5–1% Mo) повышает прочность на 10–20% по сравнению с исходной.

При ультразвуковом упрочнении заготовку подвергают воздействию колебаний частотой 20–25 кГц с амплитудой давления звукового поля 2,5–5 МПа, передаваемых через жидкую фазу или жесткий контакт.

Упрочнение обусловлено увеличением плотности дислокаций.

Продолжительность обработки 2–5 мин. Процесс интенсифицируется, если при озвучивании подвергнуть заготовку действию растягивающих напряжений, не превышающих предела упругости материала.

Упрочнению ультразвуком поддаются низкоуглеродистые стали, стали ферритного и аустенитного классов и цветные металлы, эффект упрочнения которых особенно велик.

Новый способ упрочнения — гидростатическое прессование (объемная штамповка, экструзия) металла при сверхвысоком давлении. В условиях всестороннего сжатия при таких давлениях резко повышается пластичность; даже самые твердые и хрупкие материалы (интерметаллиды, карбиды, бориды, керамика) приходят в состояние текучести и легко заполняют формы. В процессе обжатия происходит повышение прочности и вязкости, которое не теряется и при последующем отжиге металла. Так, например, прочность молибденовых сплавов увеличивается в 2–3 раза, вязкость в 15–20 раз, пластичность в 10 раз. Гидростатическое прессование используется и как способ упрочнения, и как способ точной обработки наиболее труднодеформируемых материалов.

В ближайшем будущем в результате применения комбинированных методов упрочнения вероятно появление материалов с пределом прочности 4000–5000 МПа.

Появление высокопрочных сталей ставит с особой остротой вопросы жесткости. Модуль упругости сталей имеет постоянное значение и мало зависит от термообработки и содержания (в обычных количествах) легирующих элементов. Так как упругие деформации пропорциональны отношению напряжений

к-модулю упругости, то с повышением напряжений (а в этом и состоит смысл применения высокопрочных материалов) деформация возрастает пропорционально напряжениям; жесткость падает обратно пропорционально.

Это справедливо в предположении, что длина деталей не изменяется, как это и бывает в большинстве случаев. Линейные размеры конструкции обычно заданы условиями работы машины. У генераторов и преобразователей энергии эти размеры зависят от рабочего объема и параметров рабочего процесса (например, у двигателей внутреннего сгорания — от размеров цилиндра, зависящих, в свою очередь, от рабочего давления газов); у машин-орудий — от габаритов изделий, подвергаемых обработке на данной машине; в металлоконструкциях — от строительной длины и высоты сооружений. Во всех этих случаях применение высокопрочных материалов может влиять лишь на сечение, но не на длину деталей.

В машинах, линейные размеры которых зависят только от прочности материалов (например, редукторы), применение высокопрочных материалов позволяет наряду с уменьшением сечений уменьшить длину деталей и габариты конструкции в целом. В данном случае жесткость конструкции не снижается от применения высокопрочных материалов.

Разберем случай, когда линейные размеры деталей не меняются. Пусть из двух равнопрочных на растяжение брусков одинаковой длины один изготовлен из углеродистой стали 45 с пределом прочности 500 МПа, а другой — из сверхпрочной стали с пределом прочности 5000 МПа. Жесткость второго бруска под нагрузкой, очевидно, в 10 раз меньше жесткости первого.

Оценим абсолютное значение деформаций. Возьмем шатун двигателя внутреннего сгорания длиной $L = 400$ мм. Если напряжение сжатия от силы вспышки в шатуне, изготовленном из обычной стали, равно 200 МПа, то упругая деформация сжатия

$$\lambda = \frac{\sigma}{E} L = \frac{200}{210000} 400 \approx 0,4 \text{ мм.}$$

Деформация сжатия шатуна, выполненного из сверхпрочной стали и имеющего сечения, пропорционально уменьшенные из условия одинаковой прочности, очень большая — 4 мм. При изгибе и кручении снижение жесткости еще больше.

Пусть вал диаметром $D = 60$ мм и длиной $L = 300$ мм оперт по концам и нагружен посередине силой P . Максимальная стрела прогиба вала под действием изгибающего момента ($M_{изг} = 0,25 PL$)

$$f = \frac{PL^3}{48EI} = \frac{M_{изг} L^2}{12EI}.$$

Так как $I = 0,5WD$, то

$$f = \frac{M_{изг} L^2}{6EDW} = \frac{\sigma}{E} \frac{L^2}{6D}. \quad (386)$$

Если напряжение изгиба в вале из углеродистой стали равно 200 МПа, то

$$f = \frac{200}{210000} \cdot \frac{300^2}{6 \cdot 60} \approx 0,24 \text{ мм.}$$

Стрела прогиба вала из сверхпрочной стали с геометрически подобными сечениями и одинаковой длиной будет согласно формуле (386) больше в отношении

$$\frac{f'}{f} = \frac{\sigma'}{\sigma} \frac{D}{D'},$$

где индексы ' относятся к параметрам вала из сверхпрочной стали.

По условию равнопрочности

$$\frac{D}{D'} = \left(\frac{\sigma'}{\sigma} \right)^{1/3}.$$

Следовательно,

$$\frac{f'}{f} = \left(\frac{\sigma'}{\sigma} \right)^{4/3} = 10^{4/3} = 21,5,$$

т. е. стрела прогиба вала из сверхпрочной стали имеет очень большое значение $f' = 21,5 \cdot 0,24 \approx 5$ мм.

Таким образом, применение сверхпрочных металлов с полным использованием их прочностного ресурса и уменьшением сечений детали без соответствующего сокращения длины может привести к прямо катастрофическому уменьшению жесткости.

В случае растяжения-сжатия способов борьбы с уменьшением жесткости нет, так как при данных σ и E деформация определяется только площадью сечения и не зависит от его формы. Вследствие этого ферменные и стержневые системы, выполненные из сверхпрочных сталей, неизбежно будут обладать пониженной жесткостью.

При изгибе и кручении можно до известной степени повысить жесткость обычным путем — увеличением диаметральных размеров детали с одновременным утонением ее стенок. Однако с увеличением моментов инерции одновременно увеличиваются и моменты сопротивления деталей, что сопровождается уменьшением напряжений. Таким образом, этот путь сводится к снижению напряжений, что скрадывает основное преимущество высокопрочных материалов; возможность повышения расчетных напряжений с соответствующим выигрышем в массе. Это преимущество удается реализовать лишь отчасти и при очень большом утонении стенок (до величины порядка 1–2 мм для обычных деталей в общем машиностроении), т. е. при переходе на оболочковые конструкции.

Для некоторых деталей (дисков, отсеков, зубчатых колес, шатунов, рычагов, валов) эта форма осуществима, хотя и требует коренного изменения конструкции и технологии изготов-

ления. Поэтому наряду с увеличением моментов инерции необходимо применять другие средства уменьшения деформаций: сокращение длины деталей, более тесную расстановку опор и т. д. Во всяком случае применение сверхпрочных материалов ставит перед конструкторами и технологами новые задачи, решение которых требует значительных творческих усилий.

Положительной особенностью деталей из высокопрочных сталей является высокая способность противостоять ударным нагрузкам, обуславливаемая большой величиной упругих деформаций. Сопротивляемость ударным нагрузкам приблизительно пропорциональна $\sigma_{0,2}^2$ и при $\sigma_{0,2}'/\sigma_{0,2} = 10$ в 100 раз больше, чем у обычных сталей.

ЛЕГКИЕ СПЛАВЫ

Алюминиевые сплавы. Алюминиевые сплавы обладают малой плотностью (3 кг/дм³), высокой теплопроводностью [$\lambda = 0,12 \div 0,18$ Вт/(м·°С)] и удовлетворительной прочностью; пластичны и хорошо обрабатываются режущим инструментом. Многие из них можно сваривать с помощью аргонодуговой или аргоновой дуговой сварки с неплавящимися вольфрамовыми электродами. Применяют также газовую сварку под флюсом (LiCl, NaCl, KCl, KF). Листовые материалы сваривают контактной сваркой.

Алюминиевые сплавы противостоят коррозии в сухой атмосфере, устойчивы против действия щелочей и слабых растворов кислот, но подвержены коррозии в условиях влажного (особенно морского) воздуха; неустойчивы против действия сильных кислот, мягки (НВ 60–130). В интервале 0–100°С коэффициент линейного расширения $\alpha = (20 \div 26) 10^{-6}$. Модуль упругости $E = (7,0 \div 7,5) 10^4$ МПа.

Прочность алюминиевых сплавов быстро падает с повышением температуры (хотя есть сплавы, сохраняющие удельнопрочностные механические качества до 250–400°С).

Алюминиевые сплавы делятся на литейные и деформируемые.

Для литья применяют сплавы систем: Al–Cu; Al–Zn; Al–Mg; Al–Si; Al–Cu–Si; Al–Zn–Si (табл. 11). Наиболее прочны сплавы Al–Mg; однако их литейные свойства невысокие. Сплав АЛ13 повышенной коррозионной стойкости и жаропрочности используют для изготовления термически напряженных деталей. Для отливок несложной формы широко применяют сплавы АЛ7 и АЛ19.

Наилучшими суммарными показателями обладают сплавы Al–Si (силумины). Они отличаются малой плотностью (2,6–2,7 кг/дм³), хорошими литейными свойствами, свариваемостью и повышенной коррозионной стойкостью. Силумины применяют для литья тонкостенных деталей сложной формы. Для

11. Литейные алюминиевые сплавы

Система	Марка сплава	Состав, %					$\sigma_b \times 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \times 10^{-1}$	$\sigma_{-1} \times 10^{-1}$	$\delta, \%$
		Cu	Mg	Mn	Si	Другие элементы				
Al–Cu	АЛ7	4–5	–	–	–	–	15–18	10–12	5–6	4–6
	АЛ19	4,5–5,3	–	0,6–1	–	–	22–25	15–18	7–8	5–6
Al–Mg	АЛ8	–	9,5–11,5	–	–	–	25–30	15–20	8–10	8–10
	АЛ13	–	4,5–5,3	0,1–0,4	0,8–1,3	–	15–20	10–12	5–6	0,5–1
Al–Cu–Mg	АЛ1	3,75–4,5	1,25–1,75	–	–	1,75–2,25Ni	18–20	12–15	5,5–6	1–2
Al–Si	АЛ2	–	–	–	10–13	–	15–18	10–12	5–6	1–2
	АЛ4	–	0,2–0,3	0,2–0,5	8–10,5	–	15–20	10–12	5–6,5	2–3
	АЛ9	–	0,2–0,4	–	6–8	–	12–15	8–10	4–5	3–5
	ВАЛ5	–	–	–	6,5–8,5	–	26–34	10–15	6–8	2–4
Al–Zn–Si	АЛ11	–	0,1–0,3	–	6–8	7–12Zn	20–25	10–15	6,5–8	1,5–2
Al–Cu–Si	АЛ3В	1,5–3,5	0,2–0,8	0,2–0,8	4–6	–	12–15	8–10	4–5	0,5–1
	АЛ5	1–1,5	0,4–0,6	–	4,5–5,5	–	18–22	12–15	6–7	1–1,5
	АЛ6	2–3	–	–	4,5–6	–	15–18	10–12	5–6	2,3

повышения механических свойств силумины модифицируют металлургическим натрием, фториды Na и K, в результате чего включения кремния приобретают благоприятную для прочности зернистую форму.

Термообработка (нагрев до 520–530°C с выдержкой 4–6 ч, закалка в горячую воду, старение при 150–180°C в течение 10–15 ч) повышает прочность на 20–25%.

Крупногабаритные фасонные детали изготавливают из силуминов АЛ4, АЛ5, АЛ12.

Сплав АЛ9 отличается хорошей свариваемостью и применяется для сварных конструкций. Прочность его ниже, чем остальных силуминов.

Сложнолегированный сплав АЛ11 используют для литья головок цилиндров и поршней двигателей воздушного охлаждения.

Детали из алюминиевых сплавов, нуждающиеся в герметичности (картеры), пропитывают синтетическими терморезистивными веществами (чаще всего бакелитом-сырцом) с последующим нагревом до температуры отверждения бакелита (140–160°C).

Из деформируемых сплавов (табл. 12) наиболее распространены дюралюмины (сплавы Al–Cu–Mg–Mn, иногда с присадками Cr, Zn, Fe, Si). Дюралюмины типа Д1, Д16, В95 подвергают термообработке, заключающейся в закалке в воду с 500–520°C с последующей выдержкой при нормальной температуре в течение 75–100 ч (естественное старение) или при 175–150°C в течение 1–2 ч (искусственное старение). Дюралюмины применяют преимущественно для изготовления листового и профильного проката.

Для защиты от коррозии изделия из алюминиевых сплавов подвергают анодированию (электролитическая обработка в ванне с 20%-ным раствором H₂SO₄ при плотности тока 1–2 А/дм² и напряжении 10–12 В). Деталь является анодом; катодом служат свинцовые пластины. На поверхности детали образуется пленка окиси алюминия Al₂O₃, эффективно

защищающая металл от коррозии и вместе с тем придающая поверхности твердость и абразивную стойкость. Для увеличения стойкости покрытия обрабатывают горячим 10%-ным раствором хромпика K₂Cr₂O₇. Анодирование, как и всякая кислотная обработка, несколько (на 20–25%) снижает циклическую прочность.

Листовой прокат защищают также лакированием — нанесением на поверхность тонких слоев технически чистого алюминия.

Сплавы типа АК применяют дляковки и штамповки деталей (шатунных быстроходных двигателей, дисков центробежных и аксиальных компрессоров и др.). Из жаропрочного сплава АК4 изготавливают поршни двигателей внутреннего сгорания и головки цилиндров двигателей воздушного охлаждения.

Магниеые сплавы. Магниеые сплавы состоят из Mg (90% и выше) и легирующих элементов (Al, Mn, Zn, Zr и др.). Они обладают малой плотностью (1,8 кг/дм³), низким значением модуля упругости $E = (4,2 \div 4,5) \cdot 10^4$ МПа и малой твердостью (НВ 60–80). Коэффициент линейного расширения очень высок $\alpha = (27 \div 30) \cdot 10^{-6}$ (в интервале 0–100°C), теплопроводность 0,07–0,08 Вт/(м·°C).

Прочность магниевых сплавов ниже прочности алюминиевых сплавов и быстро падает с повышением температуры. Магниеые сплавы весьма чувствительны к концентрациям напряжений. Они хорошо обрабатываются (однако необходимы меры предосторожности против загорания стружки). Некоторые магниевые сплавы свариваются аргоновой сваркой.

Литейные сплавы по составу делятся на сплавы систем Mg–Mn, Mg–Al–Zn, Mg–Zn, Mg–Th–Zr (табл. 13). Наиболее распространены сплавы Mg–Al–Zn и Mg–Zn, обладающие хорошими литейными свойствами, прочностью и пластичностью и сохраняющие удовлетворительные механические свойства до 200–250°C. Сплавы Mg–Th–Zr применяют

12. Деформируемые алюминиевые сплавы

Марка сплава	Состав, %					$\sigma_{\text{в}} \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{-1} \cdot 10^{-1}$	$\delta, \%$
	Cu	Mg	Mn	Si	Другие элементы				
Д1	3,8–4,8	0,4–0,8	0,4–0,8	0,7	0,7Fe	40–45	25–30	10–12	10–12
Д16	3,8–4,9	1,2–1,8	0,3–0,9	0,5	0,5Fe	45–50	25–35	12–15	8–10
В95	1,4–2,0	1,8–2,8	0,2–0,6	0,5	5–7Zn	50–60	40–45	15–18	5–7
АК8	3,9–4,8	0,4–0,8	0,4–1,0	0,6–1,2	0,1–0,25Cr	40–45	25–30	10–12	4–5
АК4–1	1,9–2,7	1,2–1,8	0,2	0,35	0,7Fe	35–40	20–25	8–10	6–8
АК6	1,8–2,6	0,4–0,8	0,4–0,8	0,7–1,2	0,8–1,4Ni	35–40	20–25	8–10	5–6
					0,8–1,4Fe				
					0,3Zn				
					0,7Fe				

13. Литейные магниевые сплавы

Система	Марка сплава	Состав, %					$\sigma_B \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{-1} \cdot 10^{-1}$	$\delta, \%$
		Mn	Al	Zn	Zr	Другие элементы				
Mg — Al — — Zn	МЛ3	0,15—0,5	2,5—3,5	0,5—1,5	—	—	16—18	9—12	5—7	6
	МЛ4	0,15—0,5	5—7	2—3,5	—	—	16—18	9—12	5—7	3
	МЛ5	0,15—0,5	7,5—9	0,2—0,8	—	—	15—17	8—10	4—6	2
	МЛ6	0,1—0,5	9—10,2	0,6—1,2	—	—	15—17	8—10	4—16	1
Mg — Zr	МЛ9	—	—	—	0,4—1	1,9— —2,6Nd	21—22	15—17	8 ^l —10	4
	МЛ10	—	—	0,1—0,7	0,4—1	—	21—22	15—17	8—10	4
	МЛ11	—	—	0,2—0,7	0,4—1	—	12—14	5—7	3—4	1,5
	МЛ12	—	—	4—5	0,6—1	—	20—22	14—16	7—8	6
Mg — Th — — Zr	МЛ15	—	—	4—5	0,7—1,1	0,6—	20—21	12—13	8—10	3
	МЛ19	—	—	0,1—0,6	0—1	—1,2La	21—22	11—12	7—9	3

для деталей, работающих при высоких температурах (до 300—350 °С).

Недостатком магниевых сплавов является низкая коррозионная стойкость, особенно во влажной атмосфере.

Детали из магниевых сплавов защищают от коррозии оксидированием, дихромизацией и селенированием.

Чаще всего применяют дихромизацию — процесс, в результате которого на поверхности металла образуется устойчивая против коррозии пленка хромовых солей магния. Деталь предварительно обрабатывают холодным 20%-ным раствором хромового ангидрида CrO_3 с целью удаления окисных пленок. Затем следует электролитическая обработка в ванне с подкисленным водным раствором хромового ангидрида, хромпика $\text{K}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ и персульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$. В заключение поверхность обрабатывают горячим 10%-ным раствором хромового ангидрида.

Селенирование заключается в обработке 20%-ным раствором селеновой кислоты H_2SeO_3 с добавкой небольшого количества хромпика. Обрабатывают детали по меньшей мере дважды: после изготовления заготовки (отливка, штамповка) и после окончательной механической обработки.

Следует избегать прямого контакта между деталями из магниевых сплавов и деталями из металлов с более высоким, чем у магния, электрохимическим

потенциалом (сталь, сплавы Cu и Ni). Такие детали нужно цинковать или кадмировать. Для защиты изделий, работающих во влажной атмосфере (особенно в атмосфере морского воздуха), рекомендуется применять цинковые или кадмиевые протекторы.

Для предохранения расплавов от окисления, а также для удаления неметаллических включений и придания сплавам эвтектического строения применяют флюсы (хлориды и фториды Mg, Ca, Al, Mn, борную кислоту).

В состав формовочных смесей вводят серу, борную кислоту, фтористый аммоний. При заливке используют защитную атмосферу (например, сернистый газ).

Для измельчения зерна и улучшения механических качеств сплавы Mg—Mn и Mg—Al—Zn подвергают модифицированию (модификаторы: CaCO_3 , мрамор, графит, карбиды Al, Ca). Литые магниевые сплавы МЛ4, МЛ5 упрочняют термообработкой (нагрев до 380—410 °С в течение 10—18 ч, охлаждение на воздухе, старение при 175 °С в течение 16—18 ч).

Состав и свойства деформируемых магниевых сплавов приведены в табл. 14.

Магниевые сплавы применяют преимущественно для изготовления несилковых деталей (ненесущие корпуса, крышки, поддоны карте-

14. Деформируемые магниевые сплавы

Марка	Состав, %			$\sigma_B \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{-1} \cdot 10^{-1}$	$\delta, \%$
	Al	Zn	Mn				
МА1	—	—	1,3—2,5	16—18	10—12	6—9	1,5—2
МА2	3—4	0,2—0,8	0,15—0,5	24—26	16—18	10—12	3—5
МА5	7,8—9,2	0,2—0,8	0,15—0,5	28—30	18—22	12—14	6—8

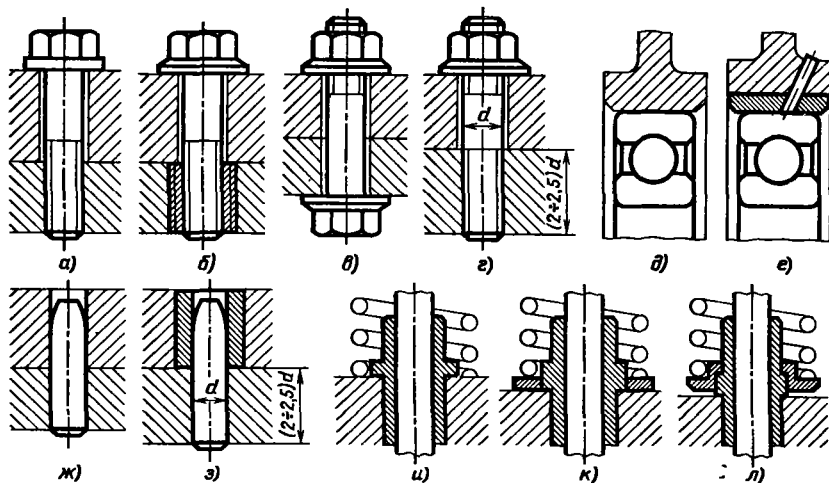


Рис. 87. Конструкции деталей из легких сплавов

ров). Известны примеры изготовления из магниевых сплавов и ответственных крупных корпусов. Из деформируемых магниевых сплавов изготавливают детали, подвергающиеся высоким центробежным нагрузкам при умеренных температурах.

Недостатки магниевых сплавов, особенно пониженная коррозионная стойкость, ограничивают область их применения только теми случаями, когда масса играет главную роль.

Конструирование деталей из легких сплавов. Пониженную прочность и жесткость легких сплавов компенсируют увеличением сечений, моментов инерции и сопротивлением деталей и рациональным обрешением. Мягкость и невысокая прочность легких сплавов исключают применение свертных крепежных болтов (рис. 87, а), так как резьба в деталях из легких сплавов при повторных заворачиваниях сминается и разрабатывается. Если применение свертных болтов необходимо по конструктивным условиям, то отверстия под резьбу армируют стальными футерками (рис. 87, б). Предпочтительнее крепление на стяжных болтах (рис. 87, в) или на шпильках (рис. 87, г). Резьбовые отверстия под шпильки следует делать длиной не менее $(2-2,5)d$. Под головки болтов и гайки необходимо устанавливать стальные подкладные шайбы большого диаметра во избежание сминания опорных поверхностей.

Подшипники качения в деталях из легких сплавов следует устанавливать на промежуточные стальные гильзы (рис. 87, д, е).

В часто разбираемых соединениях отверстия под контрольные штифты целесообразно армировать стальными втулками (рис. 87, ж, з).

Глубина запрессовки штифтов в детали из легких сплавов не менее $(2 \div 2,5)d$.

Недопустимо опирать на поверхность из легкого сплава пружины (рис. 87, и), особенно работающие при циклических нагрузках. В таких случаях необходимо применять опорные шайбы из твердого металла (рис. 87, к, л), предотвращающие истирание опорных поверхностей под действием многократноповторяемых нагрузок.

Не рекомендуется передавать крутящий момент с помощью шпоночных и шлицевых соединений, выполненных непосредственно в детали из легкого сплава (рис. 88, а). Целесообразно армировать посадочные поверхности стальными втулками (рис. 88, б, в), с максимальной допускаемой конструкцией радиальной разности элементов, передающих крутящий момент.

В случае, когда деталь должна иметь определенные качества (высокую твердость, износостойкость), которые легкий сплав обеспечить не может, корпус детали выполняют из легкого сплава и к нему крепят рабочие части, изготовленные из материала с необходимыми свойствами.

В составной конструкции кулачковой шайбы (рис. 88, г) корпус выполнен из алюминиевого сплава; к нему присоединен на заклепках венец кулачков и приводного зубчатого колеса с внутренними зубьями, выполненный из закаленной стали.

При сопряжении деталей из легких сплавов со стальными деталями следует учитывать различие их коэффициентов линейного расширения. В неподвижных сопряжениях, когда расширение деталей, выполненных из легких

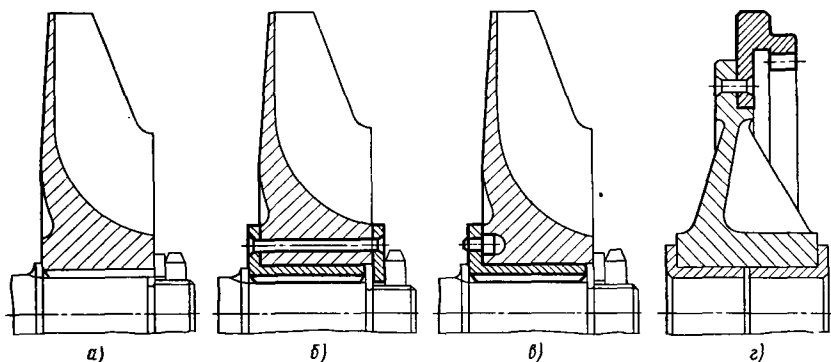


Рис. 88. Составные конструкции

сплавов, ограничено смежными стальными деталями, могут возникнуть высокие термические напряжения. В подвижных соединениях, где охватываемая деталь выполнена из легкого сплава, а охватывающая из стали, например цилиндр двигателя внутреннего сгорания с алюминиевым поршнем, следует предусматривать увеличенные зазоры во избежание защемления поршня при повышенных температурах.

Титановые сплавы. Титан имеет две аллотропические модификации: до 882°C существует α -титан с гексагональной атомно-кристаллической решеткой, выше — β -титан с ОЦК-решеткой. Введение легирующих элементов значительно изменяет температуру аллотропического превращения и области α - и β -фаз.

Стабилизаторами α -фазы являются Al, Zr, Sn и Zr, повышенное содержание которых приводит к образованию однофазных α -сплавов. Стабилизаторами β -фазы являются Cr, Mo, Mn, V, Cu, Co и Fe, которые снижают температуры аллотропического превращения вплоть до минусовых и способствуют образованию однофазных β -сплавов. При определенном соотношении α - и β -стабилизаторов получаются смешанные ($\alpha + \beta$)-сплавы.

Сплавы $\alpha + \beta$ и β упрочняются термообработкой, состоящей в закалке в воду с 800 – 1000°C . При этом β -фаза превращается в неустойчивую β' -фазу, которая при последующем старении (длительная выдержка при 400 – 550°C) упрочняется выделением высокодисперсных частиц α -фазы в β -твердом растворе, а также интерметаллидов (титанидов). Твердость после старения повышается на 15 – 25 единиц HRC, а прочность на 30 – 50% .

Сплавы группы $\alpha + \beta$ обладают высокой прочностью при достаточной термостабильности (до 450°C) и получили наибольшее распро-

странение. Оптимальное содержание α -фазы $\sim 30\%$.

Однофазные α -сплавы имеют при нормальной температуре пониженные механические свойства, но меньше разупрочняются с повышением температуры. Устойчивы против горячей коррозии. Их применяют для изготовления деталей, работающих при высоких температурах (до 600°C). Однофазные β -сплавы наименее термостабильны ($\sim 300^\circ\text{C}$) вследствие склонности к горячей коррозии под напряжением и усиленного газопоглощения при высоких температурах.

Сплавы $\alpha + \beta$ поддаются термомеханической обработке (пластическая деформация на 40 – 60% при 850°C , закалка и старение при 500 – 550°C), в результате которой дополнительно увеличивается прочность на 20 – 30% при сохранении и даже повышении пластичности. Плотность титановых сплавов $\sim 4,5 \text{ кг/дм}^3$; модуль нормальной упругости $(11,5$ – $12,0) \cdot 10^4 \text{ МПа}$; модуль сдвига $(4,0$ – $4,3) \cdot 10^4 \text{ МПа}$; коэффициент линейного расширения в интервале 0 – 100°C равен $(8$ – $10) \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$.

Титановые сплавы немагнитны, очень чувствительны к концентрации напряжений. В циклически нагруженных конструкциях целесообразно подвергать детали упрочняющей обработке холодной пластической деформацией (наклепу) с целью создания остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое.

Титановые сплавы сохраняют удовлетворительную прочность от -250°C до 500°C (рис. 89). Кривостойкость характеризуется следующими цифрами: предел ползучести за 300 ч при 300°C и удлинения $0,1\% \sigma_{0,1/300 \text{ ч}}^{300} = 400$ – 600 МПа ; при 400°C $\sigma_{0,1/300 \text{ ч}}^{400} = 200$ – 400 МПа . Релаксационная стойкость высокая. При умеренных температурах (до 200 – 300°C) титановые сплавы обладают от-

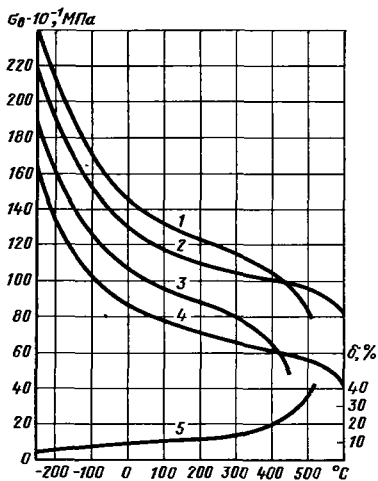


Рис. 89. Прочность титановых сплавов в зависимости от температуры:

1 — сплав 6Al-4V-3Co; 2 — IMI-680; 3 — сплав 6Al-4V; 4 — сплав 5Al-2,5Sn; 5 — удлинение δ , %

личной коррозионной стойкостью.

При более высоких температурах титан активно соединяется с газами с образованием стойких оксидов, нитридов, гидридов и карбидов, снижающих прочность и вызывающих охрупчивание металла. Процесс усиливается, если металл находится под действием напряжений.

Длительной теплостойкостью называют температуру, которую металл переносит без заметного теплового перерождения. Таким образом, кривые прочности в зависимости от температуры, определяемые на основании кратковременных испытаний, должны быть дополнены данными о коррозионной теплостойкости металла.

Титановые сплавы хорошо поддаются горячей пластической деформации (в интервале 800–1000°C), которая является основным методом изготовления полуфабрикатов. Отливка титановых сплавов крайне затруднительна, так как титан в расплавленном состоянии погло-

щает кислород, азот и водород и взаимодействует с формовочными материалами.

Обрабатываемость титановых сплавов резанием хуже, чем сталей. Титановая стружка при высоких скоростях резания может загораться; титановая пыль взрывоопасна.

Большинство титановых сплавов сваривают аргоной дуговой и контактной сваркой. Для снятия внутренних напряжений и восстановления пластичности материала шва применяют стабилизирующий отжиг при 700–800°C.

Антифрикционные качества сплавов Ti низкие. Детали, работающие в условиях повышенного трения, подвергают цементации или азотированию (выдержка в атмосфере аммиака при 850–870°C в течение 10–20 ч, толщина азотированного слоя 0,07–0,10 мм, твердость HV 1000–1200).

Износостойкость деталей из титановых сплавов повышают также диффузионным насыщением медью, теллурированием и селенированием.

Сочетание прочности, легкости, термостабильности и коррозионной стойкости делает титановые сплавы превосходным конструкционным материалом, особенно когда конструкции работают в широком температурном диапазоне. В сверхзвуковой авиации, где вследствие аэродинамического нагрева температура оболочек достигает 500–600°C, титановые сплавы используют для изготовления обшивок и силовых элементов. Благодаря малой плотности и хладостойкости их широко применяют в космической технике. Из них изготавливают детали, подверженные высоким инерционным нагрузкам, в частности, скоростные роторы, напряжения в которых прямо пропорциональны плотности материала. Температуростойкие титановые сплавы применяют для изготовления лопаток последних ступеней аксиальных компрессоров и паровых турбин. Высокая коррозионная стойкость при умеренных температурах обуславливает применение титановых сплавов в химической и пищевой промышленности.

15. Титановые сплавы

Марка	Состав, %					Структура	$\sigma_B \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	δ , %	$a_{\text{вн}}$ МДж/м ²
	Al	Cr	Mo	Mn	Другие элементы					
OT4	3,5–5,0	—	—	0,8–2,0	—	α	70–85	55–65	15–30	0,4–0,7
BT5	4,3–6,2	—	—	—	—	$\alpha + \beta$	95–120	85–105	10–16	0,3–0,6
OT4-1	1,0–2,5	—	—	0,7–2,0	—	$\alpha + \beta$	85–100	70–80	10–22	0,4–0,5
BT5-1	4,3–6,0	—	—	—	2,5Sn	α	75–95	70–85	10–12	0,4–0,6
BT6	5,3–6,8	—	—	—	3,5–5,0 V	$\alpha + \beta$	90–105	85–90	8–12	0,4–0,5
BT9	5,8–7,0	—	2,8–3,8	—	0,8–2,0 Zr	$\alpha + \beta$	105–120	90–100	9–15	0,3–0,6
BT22	4,4–5,9	0,5–2,0	4,0–5,5	—	4,0–5,5 V	β	140–150	125–130	4–8	0,3–0,4

16. Зарубежные титановые сплавы

Сплав	Структура	σ_B	$\sigma_{0,2}$	$\delta, \%$	Сплав***	σ_B	$\sigma_{0,2}$	$\delta, \%$
		МПа				МПа		
5Al-2,5Sn*	α	850	750	12	2Al-11Sn-4Mo-3Si	1300	1150	12
5Al-5Sn-5Zr	α	900	850	15	4Al-2Sn-4Mo-5Si	1500	1200	5
3Al-6Sn-5Zr	α	1050	950	12	2Al-10Sn-5Mo-1Si	1150	950	10
8Al-1Mo-1V	α	1100	1050	11	2Al-11Sn-4Mo-0,3Si	1300	1150	10
3Al-15Mo	β	1150	1050	5	(1M1680)			
3Al-13V-11Gr	β	1500	1350	5	6Al-5Zr-3Mo-0,2Si	1500	1300	7
6Al-4V**	$\alpha + \beta$	1100	900	12	(1M1700)			
4Al-4Mn	$\alpha + \beta$	1000	850	10	4Al-2Sn-4Mo-1Cu	1350	1150	15
6Al-6V-2Sn	$\alpha + \beta$	1150	950	10	(Hylite 50)			
6Al-4V-3Co	$\alpha + \beta$	1400	1250	10	4Al-4Sn-4Mo-0,5Si	1450	1250	12
4Al-3Mo-1V	$\alpha + \beta$	1450	1200	5	(Hylite 51)			
6Al-5Zr-1W-0,4Si	$\alpha + \beta$	1250	1150	10	3Al-6Sn-5Zn-2Mo-0,4Si	1500	1300	10
					(Hylite 60)			

* Соответствует марке BT5-1.

** Соответствует марке BT6.

*** Приведены сплавы со структурой $\alpha + \beta$.

Для работы в сильных агрессивных средах используют сплавы особо высокой коррозионной стойкости с присадками 0,2%Pd.

Состав и свойства отечественных и зарубежных титановых сплавов приведены в табл. 15 и 16.

Наиболее распространен из конструктивных титановых сплавов термически прочный сплав BT6, обладающий при высокой прочности хорошей коррозионной и эрозионной стойкостью. Для работы при повышенных температурах наиболее широко используют сплав BT5-1. Сплавы OT4, BT4 повышенной пластичности применяют для изготовления листов и лент.

В связи с ростом требований к прочности и теплостойкости титановые сплавы подвергаются непрерывному совершенствованию. Прочность увеличивают комплексным легированием V, Mo, Sn и Zn, теплостойкость — введением Co, Zn, W и Nb, сопротивление ползучести — присадками Si.

В настоящее время прочность сплавов группы $\alpha + \beta$ достигла 1500 МПа; длительная теплостойкость сплавов группы α повышена до 600°C. В ближайшие годы вероятно повышение прочности титановых сплавов до 2000 МПа.

НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

Пластики. Пластики представляют собой синтетические высокомолекулярные соединения, получаемые полимеризацией или поликонденсацией мономеров — веществ, состоя-

щих из простых молекул с малой молекулярной массой. Пластики, как конструкционный материал, обладают низкими прочностью (в 10–30 раз меньше, чем у сталей), жесткостью (в 20–200 раз меньше, чем у сталей), ударной вязкостью (в 20–50 раз меньше, чем у сталей), твердостью (в 10–100 раз меньше, чем у сталей), теплостойкостью (100–250°C), теплопроводностью (в 100–400 раз меньше, чем у сталей) и малой стабильностью формы, обусловленной низкой жесткостью, гигроскопичностью, ползучестью (свойственной многим пластикам) и высоким коэффициентом линейного расширения (в 5–20 раз больше, чем у сталей), низкой стабильностью свойств, охрупчиванием при длительном воздействии переменных температур.

Пластики обладают превосходными диэлектрическими свойствами и в большинстве случаев высокой химической стойкостью.

Основные области применения пластиков — электромашиностроение, электро- и радиоприборостроение, химическое машиностроение. В общем машиностроении из пластиков изготавливают ненагруженные корпуса, крышки, панели, детали управления, декоративные элементы. Из пластичных пластиков типа поливинилхлоридов и полиолефинов изготавливают гибкие шланги, манжеты и уплотнения.

Высокая износостойкость и низкий коэффициент трения некоторых пластиков (полиамиды, фторопласты) делают их ценным материалом для изготовления втулок подшипников скольжения и бесшумных зубчатых колес.

Для силовых конструкций преимущественно

используют композитные пластики (усиленные стеклопластиком и стеклотканями). Из стекловолокон изготавливают обтекатели корпуса легких судов, кузова автомобилей и другие конструкции оболочкового типа. Прочность таких конструкций выдерживает сравнение с металлическими конструкциями. Недостаточную жесткость компенсируют увеличением толщины и сечений.

Усиленная древесина. В машиностроении применяют древесину, пропитанную синтетическими смолами и опрессованную при повышенной температуре. Преимущественно используют древесно-слоистые пластики (ДСП), изготавливаемые из лущеного березового шпона толщиной 0,3–1,5 мм. Шпон пропитывают бакелитом-сырцом (резольная фенолоформальдегидная смола), укладывают в металлические формы и подвергают гидравлическому прессованию под давлением 30–50 МПа при температуре отверждения бакелита 160–180°C.

Усиленная древесина (дельта-древесина, лигнофоль, балинит) имеет предел прочности на растяжение вдоль слоев 250–400 МПа; плотность 1,2–1,4 кг/дм³. Механические свойства при растяжении поперек слоев и сжатии вдоль слоев на 30–40% ниже.

Листовые и плиточные древесно-слоистые пластики применяют для изготовления панелей и облицовок. Прессованием в формах изделиям из древесно-слоистых пластиков придают фасонную форму.

Лигностон (пропитанные бакелитом и опрессованные бруски березовой древесины) применяют преимущественно для изготовления сегментных вкладышей подшипников, предназначенных для работы на водяной смазке.

Прессованием пропитанной бакелитом березовой крошки изготавливают фасонные изделия — втулки, зубчатые колеса и другие детали. Зубчатые колеса из древесины хорошо работают при нагрузках до 30–50 Н на 1 мм длины зуба; при зацеплении с металлическими колесами имеют высокую износостойкость.

Ситаллы. Ситаллы представляют собой силикатное стекло, которому придана мелкокристаллическая (размер кристаллитов 0,02–1 мкм) структура, коренным образом изменяющая свойства материала. Они обладают повышенной прочностью, не имеют присущей стеклу хрупкости и термохрупкости и способны выдерживать ударные нагрузки. В отличие от стекла, которое с повышением температуры размягчается, ситаллы сохраняют твердость и прочность примерно до 600°C. Подобно металлам они обладают отчетливо выраженной точкой плавления (1200–1400°C).

Механические свойства ситаллов колеблются в широких пределах в зависимости от исходных материалов, состава и технологии изготовления. Предел прочности их на растяжение 300–500 МПа, на сжатие 800–1200 МПа, ударная вязкость 0,002 МДж/м².

Ситаллы являются превосходящими диэлектриками и обладают высокой стойкостью против химических агентов, превосходя в этом отношении пластики, коррозионно-стойкую сталь и титановые сплавы. Они устойчивы против действия самых сильных щелочей и кислот (за исключением плавиковой).

Плотность ситаллов 2,5–3 кг/дм³, удельная теплоемкость 0,8 Дж/(кг·°C), теплопроводность (2,4–2,8)·10⁻³ Вт/(м·°C). Модуль нормальной упругости (7–15)·10⁴ МПа. Микротвердость (7–12)·10³ МПа. Коэффициент линейного расширения в зависимости от химического состава и строения ситалла колеблется от 30·10⁻⁶ до 0 1/°C. Таким образом, имеется возможность изготавливать изделия, не меняющие линейных размеров с изменением температуры и, следовательно, не подверженные тепловым напряжениям. Есть ситаллы с отрицательным коэффициентом линейного удлинения до -8·10⁻⁶ 1/°C, размеры которых уменьшаются с повышением температуры.

Ситаллы с малым коэффициентом линейного расширения отличаются высокой термомеханической стойкостью (изделия из таких ситаллов, нагретые до 800–900°C, можно безопасно погружать в холодную воду). Это свойство делает ситаллы особенно пригодными для изготовления деталей, подверженных действию высоких температур и тепловых ударов.

Большим преимуществом ситаллов является дешевизна и практическая неограниченность сырьевых ресурсов. Ситаллы изготавливают из горных пород: магнийалюмосиликатов, кальцийалюмосиликатов, кальциймагнийалюмосиликатов (*нетроситаллы*) или из металлургических и топливных шлаков (*шлакоситаллы*).

Процесс изготовления изделий из ситаллов заключается в следующем. Из шихты необходимого состава готовят стекло, из которого в жидком или пластичном состоянии формируют изделия методом литья, прессования, экструзии. Изделия подвергают ступенчатой термообработке (первая ступень при 500–700°C, вторая при 900–1100°C), в результате которой материал приобретает кристаллическую структуру.

В состав стекла вводят *нуклеаторы* — вещества, образующие центры кристаллизации. Раньше в качестве нуклеаторов применяли коллоидные частицы Cu, Ag, Au, которые ста-

новились зародышами кристаллизации в результате облучения изделия проникающей радиацией (*фотокерамы*). Сейчас дорогой фотохимический процесс исключен; в качестве нуклеаторов применяют сульфиды железа, окись титана, фториды и фосфиды щелочных и щелочно-земельных металлов.

На последней стадии термообработки изделие равномерно закристаллизуется. Содержание кристаллической фазы доходит до 95%, изменение размеров изделия при кристаллизации не превышает 2%.

Закристаллизованные изделия можно подвергать механической обработке с помощью твердосплавного, боразонного и алмазного режущего инструмента, а также ультразвуковой обработке.

Сочетание высокой прочности, вязкости, твердости, термо- и химстойкости, малой плотности, а также широкие возможности формоизменения и применения производительных методов формообразования — все это делает ситаллы перспективным конструкционным материалом. По механическим свойствам ситаллы близки к чугунам и могут во многих случаях заменить последние, выгодно отличаясь от них малой плотностью, гораздо более высокой твердостью и теплостойкостью. Однако следует учитывать их низкую теплопроводность.

Из ситаллов изготавливают детали химической аппаратуры, насосов, теплообменников, трубопроводы, емкости, резервуары, матрицы, фильеры, детали радиоаппаратуры, электрических машин и приборов.

Подшипники скольжения из ситаллов могут работать при умеренных нагрузках и частотах вращения до 500 рад/с без смазки.

В строительстве ситаллы используют как облицовочный материал; в общем машиностроении возможен перевод на ситаллы многих конструктивных деталей.

Железобетон. Для некоторых отраслей машиностроения перспективным является применение железобетонных конструкций. Из железобетона целесообразно изготавливать крупногабаритные корпусные и базовые детали агрегатов в тяжелом машиностроении (станины уникальных металлорежущих станков, прессов, шаботы молотов и др.). При этом резко сокращается металлоемкость конструкций и снижается расход на их изготовление.

Для изготовления железобетонных конструкций применяют качественный портландцемент, представляющий собой тонкоизмельченную предварительно обожженную около 1500°C силикатную смесь, состоящую из известняка, глины и кварцевого песка. Обычный состав обожженного цемента: 65 —

70% CaO; 20—25% SiO₂; 8—10% Al₂O₃, 2—5% Fe₂O₃. При взаимодействии с водой цемент твердеет, превращаясь по истечении некоторого времени в прочную монолитную массу. Для правильного твердения необходима температура не ниже 15—20°C и повышенная влажность окружающей среды. Твердение замедляется при понижении температуры, особенно ниже нуля. С целью ускорения твердения цемент подвергают температурно-влажностной обработке (пропариванию).

Качество портландцемента зависит от его минералогического состава и тонкости помола: чем мельче цемент, тем быстрее и полнее он взаимодействует с водой и тем выше его прочность. Портландцемент схватывается обычно через 1—1,5 ч и затвердевает через 10—12 ч. При последующей выдержке прочность цемента увеличивается; по истечении примерно 30 суток процесс упрочнения замедляется.

Выпускают портландцемент марок: 200, 250, 300, 400, 500, 600. Цифры указывают предел прочности (МПа), увеличенный в 10 раз (*кубиковая прочность*) при сжатии стандартного образца в виде куба размерами 20 × 20 × 20 см², изготовленного из смеси цемента и кварцевого песка в отношении 1:3 и испытанного после 28 суток твердения при 15—20°C и влажности воздуха 90%. Объемная масса портландцемента 3—3,2 кг/дм³.

Бетон представляет собой твердую массу, состоящую из смеси цемента, мелкого наполнителя (кварцевого песка) и крупного наполнителя (щебня, гравия). Прочность бетона зависит от качества цемента, свойств и granulометрического состава наполнителей, процентного соотношения цемента и наполнителей, условий твердения (температуры и влажности окружающей среды), способа укладки и степени уплотнения смеси.

Соотношение по массе составных частей бетона характеризуют формулой

$$1 : x : y : \frac{B}{C},$$

где 1 — масса цемента, принятая за единицу; x — число частей песка; y — число частей гравия или щебня; B/C — водоцементный модуль (отношение по массе воды к цементу).

Чем меньше водоцементный модуль, тем прочнее получается бетон. Для нормальной гидратации достаточно $B/C = 0,2$. Однако уменьшение содержания воды снижает подвижность бетонной смеси, вследствие чего на практике принимают $B/C = 0,3 \div 0,5$. Обычный состав бетона 1:1:2:0,5.

Для изготовления строительного бетона применяют кварцевый или гранитный песок со средним размером зерен 0,2–0,4 мм и щебень из прочных кристаллических пород (гранит, сиенит, диабаз, базальт) со средним размером кусков 5–10 мм. Тонкостенные машиностроительные детали изготавливают из высокопрочного бесщебенчатого бетона на основе тонкоизмельченного цемента, молотого песка с добавлением поверхностно-активных веществ и с обязательным применением вибрации на всех стадиях подготовки и заливки смеси (способ Н. В. Михайлова).

Прочность бетона характеризуют пределом прочности на сжатие при испытании стандартного кубического образца. Обычно прочность кубика 50–60 МПа. Примесная в качестве наполнителя стальные опилки (сталебетон), можно повысить кубиковую прочность до 100 МПа. Объемная масса бетона зависит от состава бетона и вида наполнителей. Бетоны указанного выше состава имеют объемную массу 2,2–2,7 кг/дм³.

Легкие бетоны 1,5 кг/дм³ получают, используя в качестве наполнителей пористые осадочные породы (пемзу, туф, ракушечник), а также топливные или металлургические шлаки (шлакобетоны). Обладая пониженной прочностью, легкие бетоны отличаются хорошими тепло- и звукоизоляционными свойствами. Для тепло- и звукоизоляции применяют также ячеистые бетоны и пенобетоны (~ 0,2 кг/дм³).

Особенностью бетона как конструкционного материала являются хрупкость и резкая анизотропия механических свойств и склонность к хрупкому растрескиванию даже при небольших напряжениях растяжения; предел прочности на растяжение в 10–20 раз меньше предела прочности на сжатие.

Бетон обладает свойством ползучести. При напряжениях сжатия, превышающих 0,3–0,5 кубиковой прочности, бетон приходит в состояние текучести, и размеры бетонных изделий под нагрузкой самопроизвольно изменяются. Это требует ограничения расчетных напряжений сжатия довольно низким пределом (0,25–0,3 кубиковой прочности).

Особенностью бетона является низкое значение модуля упругости, обуславливающее пониженную жесткость изделий. Модуль нормальной упругости бетона (1,5–4,0)10⁴ МПа (среднее значение 3·10⁴ МПа) что примерно в 3 раза меньше, чем у чугуна, и в 7 раз меньше, чем у стали. Модуль сдвига (0,4–1,6)10⁴ МПа.

Бетон обычного состава неустойчив против действия кислот, щелочей, машинных масел, смазочно-охлаждающих жидкостей. Наиболее надежный способ защиты от воздействия этих

веществ – покрытие бетонных деталей листовыми металлическими оболочками. Стойкость бетонов против химических веществ можно значительно повысить введением полимеров типа силиконов (полимербетоны).

Положительной особенностью бетона как конструкционного материала является малая величина усадки при твердении. Коэффициент линейной усадки бетона в среднем равен 0,03%. Это обеспечивает сохранение геометрических размеров отливок из бетона и точность взаимного расположения заформованных в бетон металлических элементов, а также уменьшает механическую обработку базовых металлических элементов изделия.

Существуют практически безусадочные цементы (с добавками гипса и других веществ).

В конструкциях, работающих на растяжение, а также подверженных динамическим и знакопеременным нагрузкам, применяют почти исключительно железобетон, т. е. бетон с заформованной арматурой из стальных прутков, решеток или сеток.

Коэффициент линейного расширения бетона ($\alpha \approx 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$) близок к коэффициенту линейного расширения стали, что обеспечивает хорошую связь между бетоном и элементами арматуры при колебаниях температуры.

Подвергая арматуру растяжению при заформовке (растяжение домкратами, электроподогрев арматуры), получают предварительно напряженный железобетон с повышенным сопротивлением растяжению. Масса стальной арматуры составляет 15–30% массы железобетона.

Предварительное напряжение растяжения в арматуре доводят до 15–25 МПа. Допускаемые напряжения растяжения в предварительно напряженном железобетоне составляют в среднем 10–15 МПа, допустимые напряжения сжатия 30–50 МПа. Железобетон обладает высокой циклической вязкостью, примерно в 2 раза превосходящей вязкость серого чугуна. Это свойство обуславливает повышенную способность виброгашения у железобетонных деталей.

Основной особенностью железобетона как конструкционного материала являются пониженные по сравнению с металлическими материалами прочность и жесткость. Допустимые напряжения растяжения и сжатия у железобетона примерно в 3 раза меньше, чем у серых чугунов. Для создания конструкций, равнопрочных чугунным, необходимо увеличение сечений и моментов сопротивления, согласно которому сечения железобетонных конструкций должны быть больше сечений соответствующих чугунных конструкций не менее чем в 3 раза. Так как модуль упругости железо-

бетона примерно в 3 раза ниже модуля упругости чугуна, то увеличение сечений в том же отношении доводит жесткость железобетонных конструкций при растяжении-сжатии до жесткости чугунных конструкций.

В практике расчета на жесткость железобетонных конструкций, работающих на растяжение-сжатие, пользуются величиной приведенного сечения

$$F_{\text{пр}} = F_6 + F_a \frac{E_a}{E_6},$$

где F_6 и F_a — площади, занимаемые в расчетном сечении соответственно бетоном и арматурой; E_6 и E_a — модули упругости соответственно бетона и материала арматуры.

Принимая модуль упругости бетона $E_6 = 3 \cdot 10^4$ МПа и стальной арматуры $E_a = 21 \cdot 10^4$ МПа, получаем $F_{\text{пр}} \approx F_6 + 7F_a$ или упрощенно,

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{сеч}} \left(1 + 7 \frac{F_a}{F_{\text{сеч}}} \right),$$

где $F_{\text{сеч}}$ — суммарная площадь сечения, работающего на растяжение-сжатие.

Аналогично при расчете железобетонных деталей, работающих на изгиб, пользуются приведенным моментом сопротивления $W_{\text{пр}} = W_6 + 7W_a$, где W_6 и W_a — моменты сопротивления сечений, занимаемых соответственно бетоном и арматурой, относительно нейтральной оси сечения.

Упрощенно

$$W_{\text{пр}} = W_{\text{сеч}} \left(1 + 7 \frac{W_a}{W_{\text{сеч}}} \right),$$

где $W_{\text{сеч}}$ — момент инерции всего сечения детали.

По массе железобетонные конструкции уступают чугунным. Объемная масса железобетона колеблется в пределах 3–4 кг/дм³ в зависимости от массы арматуры. При увеличении сечений пусть только в 3 раза по сравнению с чугунными конструкциями (плотность чугуна 7,2 кг/дм³) масса железобетонных конструкций получается в $\frac{(3 \div 4)3}{7,2} = 1,3 \div 1,7$ раза

больше массы равнопрочных чугунных конструкций.

Главный выигрыш от применения железобетонных конструкций обусловлен уменьшением металлоемкости (в среднем в 3–4 раза). Технологический процесс упрощается (отпадают операции изготовления моделей, формовки и термообработки отливок). При правильном ведении процессов заливки и твердения брак по литью практически исключается.

Однако изготовление машиностроительных железобетонных конструкций трудоемко (сборка форм, особенно металлических, установка и выверка базовых металлических деталей, установка и натяжение арматуры). Недостатком является также длительность технологического цикла и необходимость выдерживать отливки в течение 15–20 суток при

контролируемой температуре и влажности. Этот недостаток устраняют температурно-влажностной обработкой, после которой прочность бетона за 6–8 ч достигает 70% расчетной.

Применение железобетона оправдано в производстве уникальных крупногабаритных машин и агрегатов. Отливка базовых деталей таких машин из чугуна очень затруднительна. В некоторых случаях при отсутствии достаточного мощного литейного оборудования применение железобетонных конструкций представляет единственный практически возможный выход из положения. В общем машиностроении бетон может найти применение для заливки пустотелых конструкций (коробчатых и трубчатых деталей, фундаментных плит, колонн, кронштейнов и др.), как средство увеличения прочности и жесткости.

Железобетонные машиностроительные конструкции. Эти конструкции представляют собой армированные каркасом отливки с заформованными в них стальными или чугунными деталями (направляющие, втулки, вкладыши, базовые плиты, кронштейны), необходимыми по функциональному назначению изделия.

Применяют два основных способа формования отливок.

По первому способу детали заливают в деревянные опалубки, удаляемые после затвердевания; по второму способу — в сварные тонколистовые оболочки толщиной 1,5–2 мм, закрепленные внутренними поперечными и продольными связями (постоянные металлические опалубки). Во избежание выпучивания под гидростатическим действием жидкого бетона оболочки при заливке закрепляют снаружи разборными деревянными конструкциями. Под литники и выпоры в оболочках предусматривают отверстия, которые после затвердевания отливки заваривают.

Второй способ является более совершенным. Металлическая облицовка изолирует бетон от воздействия внешней среды, смазочных масел и смазочно-охлаждающих жидкостей и предохраняет его от случайных повреждений, выкрашивания и скалывания. Однако этот способ значительно дороже и более трудоемкий, чем первый.

Важное значение для прочности отливки имеет равномерность и плотность заполнения формы. Обязательно вибрирование формы в процессе заливки при частоте 17–50 Гц продолжительностью не менее 5–10 мин.

При заливке в деревянные опалубки и открытые металлические формы влажность воздуха в цехе поддерживают в пределах 80–90%. Открытые участки во избежание высыхания увлажняют. После распалубки (обычно че-

рез 10–12 суток) отливку обкладывают влажными опилками. При заливке в закрытые металлические оболочки требования менее строгие, так как в данном случае влага содержится в достаточном количестве внутри формы. Плотность отливки проверяют с помощью рентгеновских и ультразвуковых дефектоскопов. После выдержки отливки в течение 15–20 суток металлические базовые поверхности подвергают механической обработке. При пропаривании отливку можно обрабатывать через 1–2 суток.

Правила конструирования. При конструировании железобетонных отливок необходимо соблюдать следующие правила:

всемерно упрощать форму отливок, особенно при заливке в металлические оболочки, выполняя элементы отливки в виде простейших геометрических тел (цилиндров, конусов, призм);

толщину стенок делать не менее 30–40 мм; обеспечивать плавные переходы от сечения к сечению и избегать труднозаполняемых полостей и карманов, в которых образуются раковины и поры; для правильного заполнения таких полостей предусматривать дополнительные литники и выпоры;

при сложной конфигурации отливок применять песчаный бетон тонкого помола с поверхностно-активными добавками;

силовую металлическую арматуру располагать по направлению растягивающих сил; на участках, подвергающихся изгибу, сосредотачивать арматуру в области действия максимальных напряжений растяжения.

Крупногабаритные детали сложной конфигурации расчленяют на отдельные элементы, которые соединяют болтами, сваркой, а также с помощью коллоидного цементного клея (высокодисперсная смесь цемента и песка тонкого помола).

Конструкция в целом должна обладать жесткостью, достаточной не только для нормальной работы в стационарных условиях, но и для транспортировки и установки на месте. В конструкции большой протяженности обязательно включение мощных продольных усиливающих элементов из крупнопрофильного сортового проката.

Металлические базовые детали, заливаемые в бетон, следует по возможности разрушать от действия напряжений. Не рекомендуется их использовать в качестве элементов жесткости. Жесткость должна быть обеспечена внутренней арматурой и целесообразной формой сечений. Прочность сцепления металлических оболочек с бетоном увеличивают путем приварки проволочных или пластинчатых анкеров к внутренней поверхности облицовочных листов.

УДЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЧНОСТИ

Выгодность материалов по массе можно оценить с помощью удельных показателей, характерных для каждого типа нагружения.

Растяжение-сжатие. Масса деталей, испытывающих растяжение или сжатие, при прочих равных условиях (одинаковая длина деталей; одинаковая нагрузка)

$$m = \text{const } F\gamma, \quad (39)$$

где F — площадь сечения детали; γ — плотность материала.

Площадь сечения обратно пропорциональна действующему напряжению:

$$F = \frac{\text{const}}{\sigma}$$

Для равнопрочных деталей запас прочности

$$n = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma} = \text{const},$$

откуда

$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{в}}}{n} \text{ и } F = \frac{\text{const}}{\sigma_{\text{в}}}. \quad (40)$$

Подставляя это выражение в формулу (39), получаем $m = \gamma/\sigma_{\text{в}}$. Фактор $\sigma_{\text{в}}/\gamma$, называемый *удельной прочностью*, характеризует выгодность по массе материала при растяжении-сжатии.

Современная практика конструирования отходит от оценки прочности по разрушающему напряжению $\sigma_{\text{в}}$, так как задолго до разрушения деталь выходит из строя в результате значительных пластических деформаций.

Оказался некорректным и другой расчетный критерий — предел упругости (напряжение, при котором не возникают остаточные деформации не более заданного наперед значения и деталь после снятия нагрузки практически принимает первоначальную форму). Точные испытания показывают, что остаточные деформации, хотя и очень незначительные, появляются на первых же стадиях нагружения. По мере увеличения точности испытаний измеренные пределы упругости непрерывно уменьшаются, стремясь к нулю. Кроме того, предел упругости зависит от условий испытания, в частности, от продолжительности выдержки под нагрузкой, резко снижаясь с ее увеличением. При длительной выдержке остаточные деформации обнаруживаются при самых малых напряжениях.

Следовательно, закон Гука только приблизительно описывает поведение металла под нагрузкой и то лишь при статическом и кратковременном нагружении. Тем не менее им продолжают пользоваться в качестве привычной, удобной и для практических целей достаточно точной аппроксимации.

В этих обстоятельствах наиболее разумным представляется избрать критерием статической прочности напряжение, при котором возникают остаточные деформации достаточно малые, чтобы не нарушать

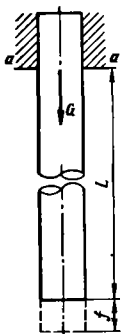


Рис. 90. К определению разрывной длины

работоспособность детали в средних условиях применения, и достаточно большие, чтобы допускать уверенный их замер при испытаниях рядовой точности. В качестве такого показателя чаще всего применяют условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, представляющий собой напряжение, вызывающее в испытуемом образце при разовом и кратковременном нагружении остаточную деформацию 0,2%. Если необходима повышенная точность, то применяют показатели $\sigma_{0,02}$ и $\sigma_{0,002}$ (предел текучести при остаточных деформациях соответственно 0,02 и 0,002%).

Предел текучести не пропорционален σ_b . Величины $\sigma_{0,2}$ для различных материалов составляют (0,5–0,95) σ_b . Поэтому правильнее характеризовать удельную прочность не фактором σ_b/γ , а фактором $\sigma_{0,2}/\gamma$ (удельный предел текучести).

Факторы удельной прочности поддаются наглядной интерпретации. Представим себе свободно висящий брус произвольного, но постоянного сечения, заделанный одним концом (рис. 90) и нагруженный только собственной массой. Опасным является сечение $a-a$, в котором действует полная сила тяжести (вес)

$$G = FL\gamma g, \quad (41)$$

где F — площадь сечения; L — длина бруса; γ — плотность материала, бруса; g — ускорение силы тяжести.

Напряжение растяжения в этом сечении $\sigma = G/F$ или с учетом формулы (41)

$$\sigma = L\gamma g. \quad (42)$$

Напряжение достигает предела прочности на разрыв ($\sigma = \sigma_b$) при определенной длине L_p бруса (разрывной длине), равной по формуле (42),

$$L_p = \frac{\sigma_b}{\gamma g}.$$

Эта величина совпадает с удельной прочностью материала. Если принять σ_b в Н/м^2 , g в м/с^2 , а γ в кг/м^3 , то длина L_p выражается в метрах. Аналогично выражается и L_T , которая представляет собой длину свободно подвешенного бруса, при которой напряжения в опасном сечении достигают предела текучести.

Перемещение свободного конца бруса (полная вытяжка)

$$f = \frac{GL}{2EF}. \quad (43)$$

Так как $G = FL\gamma g$, $L = \frac{\sigma}{\gamma g}$, то при $L = L_T$ и $\sigma = \sigma_{0,2}$

$$f_T = \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma g}, \quad (44)$$

где $\sigma_{0,2}$ — в Па, а γ — в кг/м^3 .

Величина f_T характеризует податливость и сопротивляемость материала ударным нагрузкам

Изгиб и кручение. Для случая изгиба и кручения критерием рациональности по массе материала является отношение $\sigma^{2/3}/\gamma$, где σ — разрушающее напряжение для данного вида нагрузки (σ_b для изгиба и τ_b для кручения).

Ввиду того что оценка выгодности по массе является приближенной, обычно для сравнения всех видов нагружения пользуются наиболее простыми по структуре факторами, соответствующими случаю растяжения-сжатия.

Ударные нагрузки. Способность сопротивляться действию ударной нагрузки характеризуется работой U упругой деформации. При растяжении бруса постоянного сечения F и длиной L

$$U = \frac{P^2 L}{2EF} = \frac{\sigma^2 FL}{2E}.$$

Величина U при напряжении σ , равном пределу упругости σ_p , характеризует способность поглощать энергию удара в пределах деформаций

$$U = \frac{\sigma_p^2 FL}{2E}.$$

Разделив эту величину на $G = FL\gamma g$, получаем удельный показатель

$$u = \frac{U}{G} = \frac{\sigma_p^2}{2F\gamma g}.$$

Этот фактор, называемый удельной динамической прочностью, характеризует выгодность по массе материала в условиях ударных нагрузок.

Для ориентировочного сравнения предел упругости можно заменить пределом текучести $\sigma_{0,2}$. Тогда

$$u = \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma g}. \quad (45)$$

Это выражение совпадает с выражением (44) полной вытяжки f_T свободно подвешенного бруса длиной L_T , при которой напряжения в опасном сечении достигают предела текучести.

Сравнительная оценка по массе конструкционных материалов. В табл. 17 приведены значения γ , σ_b , $\sigma_{0,2}$, E основных конструкционных материалов и удельные характеристики, подсчитанные по верхним значениям σ_b и $\sigma_{0,2}$.

На рис. 91,а дана обобщенная диаграмма σ_b/γ и $\sigma_{0,2}/\gamma$ в функции σ_b (черные точки — максимальные значения σ_b/γ , светлые — $\sigma_{0,2}/\gamma$). Для сравнения даны значения σ_b/γ для сверхпрочной композиции [12] из графитных усов в алюминиевой матрице с $\sigma_b = 5000$ МПа (вдоль волокон), $\gamma = 3,6 \cdot 10^3$ кг/м^3 и $L_p = 190$ км (выходит за пределы диаграммы).

17. Показатели прочности и жесткости различных материалов

Материалы	$\gamma \cdot 10^{-3}$ кг/м ³	$\sigma_B \cdot 10^{-1}$	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$E \cdot 10^{-4}$	$G \cdot 10^{-4}$	Удельные показатели				
						$\frac{\sigma_B}{\gamma g} = L_p$, км	$\frac{\sigma_{0,2}}{\gamma g} = L_T$, км	$\frac{\sigma_{0,2}^2}{2E\gamma g} = f_T$, м	$\frac{E}{\gamma} 10^{-6}$	$\frac{\sigma_{0,2} E}{\gamma^2} 10^{-11}$
		МПа								
Стали: углеродистые легированные сверхпрочные	7,85	30—80	20—50	20	8	10	6,5	8	25,5	16
		80—180	60—150			23	19	71	25,5	49
		200—350	180—320			45	41	325	25,5	104
Сплавы Ti	4,5	80—180	60—140	11,5	4,2	40	31	190	25,5	79
Сплавы Al: литейные деформируемые	2,8	18—30	12—20	7,2	2,5	11	7	10	25,5	18,5
		40—70	25—45			25	16	50	25,5	41,5
Сплавы Mg: литейные деформируемые	1,8	15—20	10—15	4,5	1,8	11	8,5	14	25	20,5
		10—35	15—25			20	14	39	25	35
Чугуны серые высокопрочные	7,2	20—40	12—25	8	3	5,5	3,5	5,5	11	3,8
		40—80	25—50	15	5,5	11	7	11,5	21	14,5
СВАМ (стекловолоконистые анизотропные материалы)	1,8	40—60	27—40	4,5	—	33	22	100	25	55

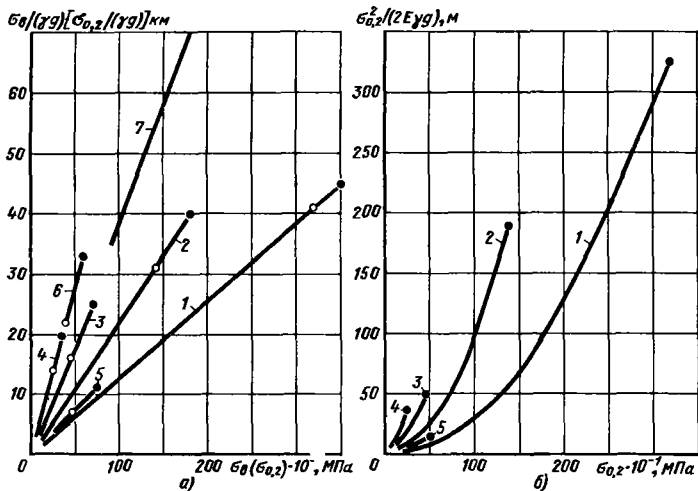


Рис. 91. Удельные показатели прочности:

1 — стали; 2 — сплавов Ti;
3 — сплавов Al; 4 — сплавов Mg;
5 — чугунов; 6 — СВМ;
7 — композиционного материала

Показатели динамической прочности в функции $\sigma_{0.2}$ приведены на рис. 91, б.

Следует подчеркнуть, что выбор материала зависит не только от прочностно-массовых характеристик, но и назначения и условий работы детали. При выборе материала учитывают присущие ему жесткость, твердость, вязкость, пластичность, технологические характеристики (обрабатываемость, штампуемость, свариваемость), износостойкость, коррозионную стойкость, жаростойкость и жаропрочность (для деталей, работающих при повышенных температурах). Важную роль играет стоимость материала, от-

сутствие в нем дорогих и дефицитных компонентов.

Наибольшей универсальностью при высоких прочностно-массовых показателях обладают стали, свойства которых можно менять в широких пределах легированием, термической, химико-термической и термомеханической обработкой. Это делает стали наиболее распространенным материалом для изготовления нагруженных деталей.

Теми же свойствами гибкости и высокими прочностно-массовыми показателями обладают титановые сплавы, хотя по технологическим характеристикам (обрабатываемость) они уступают сталям.

4. ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

Жесткость определяет работоспособность конструкции в такой же (а иногда и в большей) мере, как и прочность. Повышенные деформации могут нарушить нормальную работу конструкции задолго до возникновения опасных для прочности напряжений. Нарушая равномерное распределение нагрузки, они вызывают сосредоточенные силы на отдельных участках деталей, в результате чего появляются местные высокие напряжения, иногда значительно превосходящие номинальные напряжения.

Нежесткость корпусов расстраивает взаимодействие расположенных в них механизмов, вызывая повышенное трение и износ подвижных соединений; нежесткость валов и опор зубчатых передач нарушает правильное зацепление колес и приводит к быстрому износу зубьев; нежесткость цапф и подшипников скольжения вызывает повышенные кромочные давления, появление очагов полужидкостного и полусухого трения, перегрев, заедание или снижение срока службы подшипников; нежесткость неподвижных соединений, подверженных действию динамических нагрузок, вызывает фрикционную коррозию, наклеп и сваривание поверхностей.

У машин-орудий жесткость рабочих органов определяет точность размеров обрабатываемых изделий. В металлорежущих станках точность обработки зависит от жесткости станин и рабочих органов, в прокатных станах точность проката — от жесткости клетей и валков.

Жесткость имеет большое значение для машин облегченного класса (транспортные машины, авиационная, ракетная техника). Стремясь облегчить конструкцию и максимально использовать прочностные ресурсы материалов, конструктор в данном случае повышает уровень напряжения, что сопровождается увеличением деформаций. Широкое применение равнопрочных, наиболее выгодных по массе конструкций, в свою очередь, вызывает увеличение деформаций, так как равнопрочные конструкции наименее жесткие.

Особую остроту приобретают вопросы жесткости в связи с появлением высоко-

прочных и сверхпрочных материалов, применение которых обуславливает резкое увеличение деформативности конструкций.

Нередки случаи недооценки сил, действующих на конструкцию. Очень часто при расчете получают ничтожные рабочие силы, а фактически же неожиданно возникают нагрузки, приводящие к поломкам и выходу из строя деталей. Эти нагрузки могут быть вызваны неточностями монтажа, деформаций недостаточно жестких элементов конструкции, остаточными деформациями, перетяжкой крепежных деталей, повышенным трением и перекосами трущихся частей узла, силами, возникающими при транспортировке и установке машины, и другими факторами, не учитываемыми расчетом.

Деформации можно рассчитать лишь в простейших случаях методами сопротивления материалов и теории упругости. В большинстве случаев приходится иметь дело с нерасчетными деталями, сечения которых определяются условиями изготовления (например, технологией литья) или имеющими сложную конфигурацию, затрудняющую определение напряжений и перемещений.

Здесь приходится прибегать к моделированию, эксперименту, опыту имеющихся аналогичных конструкций, а нередко полагаются только на интуицию, вырабатывающуюся с течением времени у конструктора. Опытный конструктор, зная действующие силы, определяет более или менее правильно деформации, выявляет слабые места и, пользуясь различными приемами, увеличивает жесткость, komponуя рациональную конструкцию. Напротив, конструкции, спроектированные начинающими конструкторами, обычно страдают недостатком жесткости.

КРИТЕРИИ ЖЕСТКОСТИ

Жесткость — это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями. Для машиностроения можно сформулировать следующее определение: жесткость — это способность си-

системы сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, допустимыми без нарушения работоспособности системы. Понятием, обратным жесткости, является податливость, т. е. свойство системы приобретать относительно большие деформации под действием внешних нагрузок. Для машиностроительных конструкций наибольшее значение имеет жесткость. Однако в ряде случаев важным свойством оказывается и податливость (пружины, рессоры и другие податливые детали).

Жесткость оценивают коэффициентом жесткости, представляющим собой отношение силы P , приложенной к системе, к максимальной деформации f , вызываемой этой силой.

Для случая растяжения-сжатия бруса постоянного сечения в пределах упругой деформации коэффициент жесткости согласно закону Гука

$$\lambda = \frac{P}{f} = \frac{\sigma F}{f} = \frac{EF}{l}, \quad (46)$$

где F — сечение бруса, мм^2 ; l — длина бруса в направлении действия силы, мм .

Обратную величину

$$\mu = \frac{f}{P} = \frac{l}{EF}, \quad (47)$$

характеризующую упругую податливость бруса, называют коэффициентом податливости.

Определенный по относительной деформации ($e = f/l$) коэффициент жесткости

$$\lambda' = EF \quad (48)$$

представляет собой условную нагрузку (H), вызывающую относительную деформацию $e = 1$. Соответствующий коэффициент податливости

$$\mu' = \frac{1}{EF} \quad (49)$$

представляет собой относительную деформацию при приложении нагрузки $1 H$.

Для случая кручения бруса постоянного сечения коэффициент жесткости равен отношению приложенного к брусу крутящего момента $M_{кр}$ к вызываемому этим моментом углу φ [рад] поворота сечений бруса на длине l [мм]:

$$\lambda_{кр} = \frac{M_{кр}}{\varphi} = \frac{GI_p}{l}, \quad (50)$$

где I_p — полярный момент инерции сечения бруса.

Для случая изгиба бруса постоянного сечения коэффициент жесткости

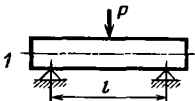
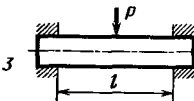
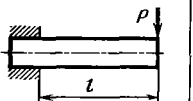
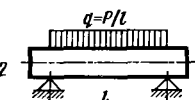
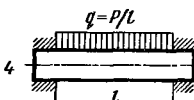
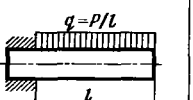
$$\lambda_{изг} = \frac{P}{f} = a \frac{EI}{l^3}, \quad (51)$$

где I — момент инерции сечения бруса, мм^4 ; l — длина бруса, мм ; a — коэффициент, зависящий от условий нагружения.

В табл. 18 приведены значения коэффициента жесткости при изгибе для нескольких случаев нагружения. За единицу принято значение $\lambda_{изг}$, соответствующее изгибу двухопорного бруса, нагруженного сосредоточенной силой P в середине пролета.

Как видно из табл. 18, жесткость системы сильно зависит от условий приложения нагрузки. Брус, нагруженный равномерно распределенной силой, обладает в 1,5 раза большей жесткостью, чем брус, нагруженный сосредоточенной силой того же суммарного значения. Еще большее влияние на жесткость имеют тип и расположение опор. Например, жесткость двухопорного бруса с заделанными концами в 4—8 раз превышает жесткость бруса, свободно опертого по концам. Жесткость консольного бруса, нагруженного сосредоточенной силой, составляет только 0,063 жесткости двухопорного бруса той же длины, нагруженного той же силой посередине пролета.

18. Жесткость при изгибе для различных схем нагружения

Схема нагружения	$\lambda_{изг}$	a	Схема нагружения	$\lambda_{изг}$	a	Схема нагружения	$\lambda_{изг}$	a
	1	48		4	192		0,063	3
	1,5	77		8	384		0,166	8

При заданной нагрузке и заданных линейных размерах системы жесткость вполне определяется максимальной деформацией f . Эту величину часто применяют для практической оценки деформативности геометрически одинаковых систем.

ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ЖЕСТКОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

Жесткость конструкций определяют следующие факторы:

модуль упругости материала (модуль нормальной упругости E при растяжении-сжатии и изгибе, модуль сдвига G — при сдвиге и кручении);

геометрические характеристики сечения деформируемого тела (сечение F при сдвиге и растяжении-сжатии, момент инерции I при изгибе, полярный момент инерции I_p при кручении);

линейные размеры деформируемого тела (длина l);

вид нагрузки и тип опор [фактор a в формуле (51)].

Модуль упругости является устойчивой характеристикой металлов, мало зависит от термообработки и содержания (в обычных количествах) легирующих элементов и определяется лишь полностью атомно-кристаллической решеткой основного компонента. Из технических металлов только W , Mo и Be имеют повышенный модуль упругости (соответственно $E = 40, 35$ и $31 \cdot 10^4$ МПа).

Однако применение того или иного материала по большей части определяется условиями работы детали. Поэтому главным практическим средством увеличения жесткости является маневрирование геометрическими параметрами системы.

На жесткость сильно влияют размеры и форма сечений. В случае растяжения-сжатия жесткость пропорциональна квадрату, а при изгибе — четвертой степени размеров сечения (в направлении действия изгибающего момента).

Влияние линейных размеров детали невелико для случая растяжения-сжатия (жесткость обратно пропорциональна первой степени длины) и очень значительна при изгибе (жесткость обратно пропорциональна третьей степени длины).

Конструктивные параметры влияют на жесткость по-разному: [см. формулы (46), (51)] при растяжении-сжатии $\lambda = F/l$, при изгибе $\lambda_{изг} = I/l^3$. Для бруса круглого сечения в случае растяжения-сжатия $\lambda = 0,785d^2/l$ и в случае изгиба $\lambda_{изг} = 6,25 \cdot 10^{-4} d^4/l^3$. Условие равновесности для брусев с различными

значениями l и d , нагруженных одинаковой силой P : при растяжении-сжатии $d^2/l = \text{const}$, при изгибе $d^4/l^3 = \text{const}$. На жесткость конструкции косвенно влияет прочность материала. При прочих равных условиях деформации пропорциональны напряжениям. Но напряжения принимают, как правило, пропорциональными прочности материала; допустимые напряжения представляют собой отношение предела прочности (или предела текучести) к коэффициенту прочности. Следовательно, чем выше прочность материала, тем больше допустимые напряжения и при прочих равных условиях больше деформация системы. Напротив, чем меньше запас прочности и ближе действующие в системе напряжения к пределу прочности, тем больше деформация и меньше жесткость системы.

Наиболее простой способ уменьшения деформаций заключается в уменьшении уровня напряжений. Однако этот путь нерационален, так как он сопряжен с увеличением массы конструкции. В случае изгиба рациональным способом уменьшения деформаций является целесообразный выбор формы сечений, условий нагружения, типа и расстановки опор. Поскольку влияние линейных параметров системы при изгибе велико [формула (51)], то в данном случае имеются эффективные способы увеличения жесткости, позволяющие уменьшить деформации системы в десятки раз по сравнению с исходной конструкцией, а иногда практически полностью исключить изгиб.

В случае кручения эффективными средствами повышения жесткости являются уменьшение длины детали на участке кручения и, особенно, увеличение диаметра, так как полярный момент инерции возрастает пропорционально четвертой степени диаметра. В случае растяжения-сжатия возможность увеличения жесткости гораздо меньше, так как форма сечения не играет никакой роли, а деформации зависят только от площади сечения, которая определяется условием прочности. Единственным способом повышения жесткости здесь является уменьшение длины детали. Если же длина задана, то остается только переход на материалы с более высоким модулем упругости.

Деформация зависит не только от максимального действующего напряжения в опасном сечении детали, но и от закона распределения напряжений по всем остальным сечениям, т. е. от формы детали по ее длине. Равнопрочные детали (у которых максимальные напряжения во всех сечениях одинаковы) обладают наименьшей жесткостью.

Жесткость за пределами упругих деформаций. На практике приходится учитывать воз-

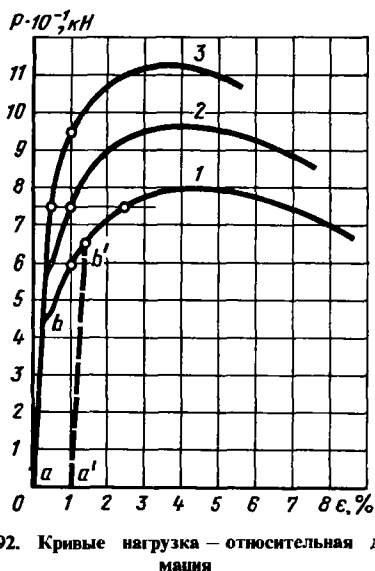


Рис. 92. Кривые нагрузка — относительная деформация

возможность появления пластических деформаций. Даже в системах, рассчитанных на работу в пределах упругости, нередко возникают местные пластические деформации в слабых местах конструкции, на участках концентрации напряжений и в элементах, неблагоприятно расположенных относительно действующих сил, и т. д. Общие или местные пластические деформации могут возникнуть на перегрузочных режимах работы. Важно, чтобы эти деформации не нарушали работоспособность детали.

Поведение материала в этих условиях можно проследить на диаграмме нагрузка — относительная деформация для случая растяжения пластичной стали (рис. 92). Пока деталь работает в области упругих деформаций (при нагрузках меньших, чем 45 кН), последние незначительны (в среднем $\epsilon < 0,2\%$); нагружение и разгрузка происходит по линии ab ; при снятии нагрузки система каждый раз возвращается в исходное состояние.

Если действующая сила повышается до значения, вызывающего переход за предел упругости, то деформация системы резко увеличивается вследствие появления остаточных деформаций. Например, при повышении силы до 65 кН (точка b') относительная деформация возрастает до $1,5\%$. После снятия силы разгрузка происходит по линии $b'a'$. При полном разгрузении система не возвращается в первоначальное состояние, приобретая остаточную деформацию, равную в рассматриваемом случае 1% . Вместе с тем система упроч-

няется в результате наклепа, возникающего при пластическом течении материала.

При повторном приложении силы нагружение происходит по линии $a'b'$, и система приобретает способность выдерживать без появления новых остаточных деформаций нагрузку до 65 кН. Однако вместе с этим уменьшается резерв пластической нагрузаемости (разность силы, соответствующей пределу прочности, и силы, соответствующей пределу упругости). Если до приложения силы, вызвавшей остаточные деформации, резерв нагрузаемости составлял $80 - 45 = 35$ кН, то теперь он сокращается до $80 - 65 = 15$ кН.

Как видно, падение жесткости при переходе за предел упругости является временным (если только напряжение при перегрузке не превосходит предела прочности материала). Претерпев остаточную деформацию, система снова приходит в упругое состояние. Поведение ее при повторных нагружениях определяется законами упругой деформации, но только при новых значениях предела упругости и новых начальных координатах.

Возникновение незначительных остаточных деформаций не вызывает опасности, если нагрузка статическая и деформация детали не влияет на работу узла и смежных деталей. Напротив, при известных условиях они способствуют упрочнению детали. Степень упрочнения зависит от соотношения между пределом прочности σ_b и пределом упругости материала (или близким к последнему пределом текучести $\sigma_{0,2}$). Отношение $\sigma_{0,2}/\sigma_b$ мало у мягких и пластичных материалов и повышается с увеличением предела прочности, достигая $0,85 - 0,95$ для высокопрочных сталей. Таким образом, степень упрочнения может быть значительной лишь для пластичных материалов; возможности упрочнения пластической деформацией прочных сталей невелики.

Если же остаточные деформации влияют на работу узла (как это имеет место, например, в точных соединениях), то их необходимо полностью устранить или ограничить узкими пределами. Таким образом, деформация за пределом упругости зависит в первую очередь от прочности материала и характера ее изменения в области пластической деформации, т. е. от вида кривой нагружения.

На рис. 92 приведено сравнение пластической деформации деталей, выполненных из трех сталей различной прочности. Пусть на деталь действует растягивающая сила 75 кН, вызывающая напряжение, превосходящее предел упругости для всех сталей. Относительная деформация ϵ под действием этой силы для сталей, соответствующих кривым 1—3, равна соответственно $2,5$; 1 и $0,5\%$. Таким образом,

деформация детали, выполненной из наиболее прочной стали 3, в 2 раза меньше, чем в случае стали 2, и в 5 раз меньше, чем в случае стали 1.

Преимущества прочных сталей в рассматриваемом случае можно иллюстрировать иначе. Пусть задана предельная относительная деформация $\epsilon = 1\%$. Деталь, выполненная из наиболее прочной стали 3, приобретает эту деформацию при нагрузке 95 кН, из стали 2 — при нагрузке 75 кН и из стали 1 — при нагрузке 60 кН.

Из сказанного очевидно, что жесткость в области пластических деформаций определяется преимущественно прочностными факторами.

Жесткость тонкостенных и составных конструкций. В тонкостенных, в частности оболочковых, конструкциях особое значение имеет устойчивость системы. Конструкции такого рода склонны в известных условиях при напряжениях, безопасных с точки зрения номинального расчета на прочность и жесткость, подвергаться резким местным или общим деформациям, носящим характер внезапного крушения.

Главным средством борьбы с потерей устойчивости (наряду с повышением прочности материала) является усиление легко деформирующихся участков системы введением местных элементов жесткости или связей между деформируемыми участками и узлами жесткости.

В составных конструкциях (в системах из нескольких деталей, соединенных неподвижно) жесткость зависит также от такого фактора, редко учитываемого, но имеющего на практике большое значение, как жесткость узлов сопряжения. Наличие зазоров в узлах сопряжения приводит к появлению деформаций, иногда во много раз превосходящих собственные упругие деформации элементов конструкции. В подобных узлах следует обращать особое внимание на жесткость крепления и заделки деталей.

Эффективными способами увеличения жесткости составных систем являются силовая затяжка соединения, посадка с натягом, увеличение опорных поверхностей и придание деталям повышенной жесткости на участках сопряжения.

УДЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЖЕСТКОСТИ

При сравнении жесткости, прочности и массы деталей, изготовленных из различных материалов, следует различать четыре основных случая.

1. Детали *одинаковы по конфигурации* (при равной нагрузке имеют одинаковые напряжения).

2. Детали *равножестки* (имеют одинаковые деформации при различных сечениях и напряжениях).

3. Детали *равнопрочны* (имеют одинаковый запас прочности, различные сечения и напряжения, пропорциональные пределу прочности материала).

4. Детали имеют *одинаковую массу*.

Первый случай (замена материала детали другим без изменения ее геометрических размеров) практически встречается, когда сечения детали заданы технологическим процессом (например, литые корпусные детали). Это также случай нерасчетных деталей с неопределенными напряжениями. Второй и третий случай имеют место при замене материала детали другим с одновременным изменением ее сечений (расчетные детали, в которых напряжения и деформации определяются достаточно точно и назначаются с расчетом максимального использования прочности и жесткости материала). Четвертый случай — это случай, когда масса конструкции задана ее функциональным назначением и условиями эксплуатации.

При сравнении прочностных, массовых и жесткостных показателей деталей, изготовленных из различных материалов, будем предполагать, что длина деталей одинакова, а сечения в последних трех случаях изменяются геометрически подобно.

1. **Детали одинаковой конфигурации** ($\sigma = \text{const}$). В случае растяжения-сжатия относительный коэффициент жесткости согласно формуле (48) $\lambda' = EF$, где F — сечение детали; E — модуль нормальной упругости.

По условию $F = \text{const}$. Следовательно, $\lambda = \text{const } E$, т. е. жесткость деталей в данном случае зависит только от модуля упругости.

Запас прочности $n = \sigma_b / \sigma$, где σ_b — предел прочности на растяжение; σ — действующее в детали напряжение.

По условию $\sigma = \text{const}$. Следовательно, $n = \text{const } \sigma_b$.

Масса детали $m = \gamma Fl = \text{const } \gamma$, где γ — плотность материала.

Совершенно аналогичны соотношения в случае изгиба и кручения, с той лишь разницей, что при кручении жесткость детали определяется модулем сдвига.

2. **Равножесткие детали** ($\lambda = \text{const}$). Условие равножесткости в случае растяжения-сжатия согласно формуле (46)

$$\lambda = \frac{EF}{l} = \text{const}.$$

Следовательно,

$$F = \frac{\text{const}}{E}. \quad (52)$$

Масса равножестких деталей

$$m = \gamma Fl = \text{const} \frac{\gamma}{E}.$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{\text{const}}{F}.$$

С учетом формулы (52) $\sigma = \text{const} E$.

Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} = \text{const} \frac{\sigma_B}{E}.$$

При изгибе масса равножестких деталей

$$m = \text{const} \frac{\gamma}{E^{1/2}}.$$

Запас прочности

$$n = \text{const} \frac{\sigma_B}{E^{3/4}}.$$

3. Равнопрочные детали ($n = \text{const}$). Условие равнопрочности при растяжении-сжатии

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} = \text{const}.$$

Ввиду того, что $\sigma = \frac{\text{const}}{F}$, $n = \text{const} \sigma_B F = \text{const}$. Следовательно для равнопрочных деталей

$$F = \text{const}/\sigma_B \quad (53)$$

и масса

$$m = \gamma Fl = \text{const} \frac{\gamma}{\sigma_B}.$$

Коэффициент жесткости с учетом формулы (53)

$$\lambda = EF = \text{const} \frac{E}{\sigma_B}.$$

При изгибе

$$m = \text{const} \frac{\gamma}{\sigma_B^{2/3}}, \quad \lambda = \text{const} \frac{E}{\sigma_B^{4/3}}.$$

4. Детали равной массы ($m = \text{const}$). Условие равной массы при растяжении-сжатии $m = \gamma Fl = \text{const}$.

Следовательно, $F = \frac{1}{\gamma}$.

Напряжения

$$\sigma = \frac{\text{const}}{F} = \text{const} \gamma.$$

Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} = \text{const} \frac{\sigma_B}{\gamma}.$$

Коэффициент жесткости

$$\lambda = EF = \text{const} \frac{E}{\gamma}.$$

При изгибе

$$n = \frac{\sigma_B}{\gamma^{3/2}}, \quad \lambda = \frac{E}{\gamma^2}.$$

Для сравнительных целей пользуются наиболее простыми формулами для растяжения-сжатия.

Показатели массы, жесткости и прочности при растяжении-сжатии для всех разобранных выше случаев приведены в табл. 19. Значения удельной прочности $n/m = \sigma_{0,2}/\gamma$ и удельной

19. Характеристики массы, прочности и жесткости

Детали	Масса m	Прочность n	Жесткость λ
Одинаковой конфигурации	γ	$\sigma_{0,2}$	E
Равножесткие	γ/E	$\sigma_{0,2}/E$	const
Равнопрочные	$\gamma/\sigma_{0,2}$	const	$E/\sigma_{0,2}$
Равной массы	const	$\sigma_{0,2}/\gamma$	E/γ

жесткости $\lambda/m = E/\gamma$ одинаковы для всех категорий деталей.

Как видно из табл. 17, величина E/γ для большинства материалов одинакова ($E/\gamma \approx 25 \cdot 10^6$). Исключение представляют чугуны серые ($E/\gamma = 11 \cdot 10^6$) и высокопрочные ($E/\gamma = 21 \cdot 10^6$).

С учетом данных табл. 19 и 17 составлены графики показателей жесткости, прочности и массы деталей, изготовленных из различных материалов (рис. 93).

В случае деталей одинаковой конфигурации и (рис. 93, а) по жесткости E и прочности $\sigma_{0,2}$ наиболее выгодны стали и сплавы Ti, а по массе γ — сплавы Al и Mg.

Так как модуль упругости сплавов определяется модулем упругости основного компонента и мало зависит от содержания (в обычных количествах) легирующих элементов (например, для сталей колебания заключены в пределах $E = (19 \div 22) 10^4$ МПа, для сплавов Al в пределах $E = (7,0 \div 7,5) 10^4$ МПа), то в случае деталей одинаковой конфигурации, когда на первом плане стоят требования жесткости, а уровень напряжений невысок, целесообразно применять наиболее дешевые материалы (углеродистые стали вместо легированных, алюминиевые сплавы про-

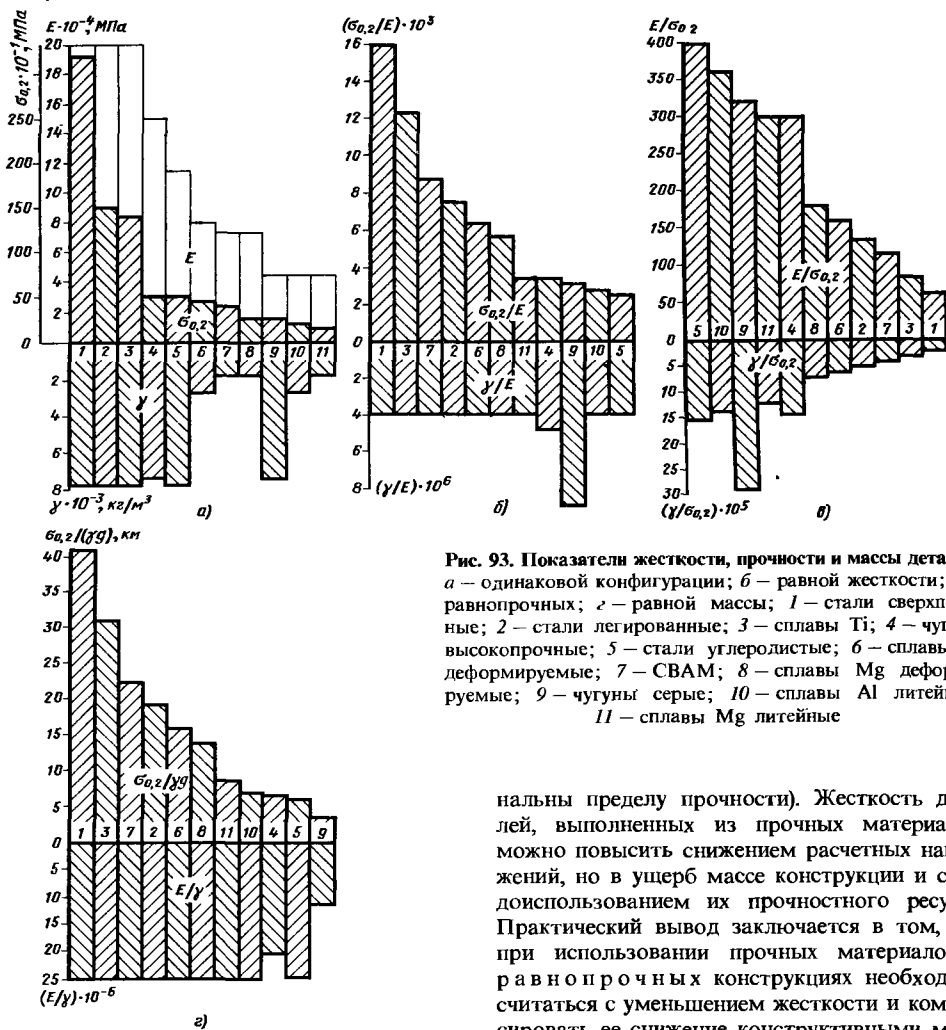


Рис. 93. Показатели жесткости, прочности и массы деталей: а — одинаковой конфигурации; б — равной жесткости; в — равнопрочных; з — равной массы; 1 — стали сверхпрочные; 2 — стали легированные; 3 — сплавы Ti; 4 — чугуны высокопрочные; 5 — стали углеродистые; 6 — сплавы Al деформируемые; 7 — СВAM; 8 — сплавы Mg деформируемые; 9 — чугуны серые; 10 — сплавы Al литейные; 11 — сплавы Mg литейные

нальны пределу прочности). Жесткость деталей, выполненных из прочных материалов, можно повысить снижением расчетных напряжений, но в ущерб массе конструкции и с недоиспользованием их прочностного ресурса. Практический вывод заключается в том, что при использовании прочных материалов в равнопрочных конструкциях необходимо считаться с уменьшением жесткости и компенсировать ее снижение конструктивными мерами.

В случае деталей равной массы (рис. 93, з) прочность пропорциональна фактору $\sigma_{0.2}/\gamma$. Жесткость одинакова (за исключением деталей из серых чугунов, обладающих пониженной жесткостью).

Сравним жесткость, прочность и массу деталей, выполненных из углеродистых, легированных сталей и сплавов Al, Mg и Ti (табл. 20). Характеристики деталей из углеродистых сталей приняты равными единице.

Для деталей одинаковой конфигурации и переход с углеродистой стали на литейные сплавы Al и Mg вызывает уменьшение жесткости, прочности и массы. При переходе на серые чугуны жесткость снижается в 2,5, а прочность в 2 раза. Масса практически не изменяется.

стого состава вместо сложнлегированных). Если же наряду с жесткостью имеет значение прочность, то предпочтительны прочные сплавы.

Для деталей равной жесткости (рис. 93, б) по прочности ($\sigma_{0.2}/E$) наиболее выгодны сверхпрочные стали и сплавы Ti. Масса равножестких деталей одинакова (за исключением деталей из серых чугунов).

В случае равнопрочных деталей (рис. 93, в) наименьшей массой и наиболее низкой жесткостью обладают сверхпрочные и легированные стали, СВAM и сплавы Ti. Наиболее жесткие детали из углеродистых сталей, литых сплавов Al и Mg и серых чугунов, т. е. наименее прочных материалов.

Это справедливо только при условии равнопрочности (расчетные напряжения пропорцио-

20. Характеристики массы, прочности и жесткости деталей

Детали одинаковой конфигурации				Характеристики	Сплавы Al деформируемые	Стали легированные	Сплавы Ti
Характеристики	Чугун серый	Сплавы литейные					
		Al	Mg				
Жесткость	0,4	0,36	0,22	<i>Равнопрочные детали</i>			
Прочность	0,5	0,4	0,3				
Масса	0,92	0,37	0,23				
<i>Детали равной жесткости</i>				<i>Детали равной массы</i>			
Характеристики	Сплавы Al деформируемые	Стали легированные	Сплавы Ti	Прочность	2,5	3	2
				Жесткость	const		
Прочность	2,5	3,3	5				
Масса	const						

Для деталей равной жесткости переход с углеродистой стали на деформируемые сплавы Al, легированные стали и сплавы Ti сопровождается увеличением прочности соответственно в 2,5; 3,3 и 5 раз. Масса деталей не изменяется.

Для равнопрочных деталей переход на сплавы Al, легированные стали и сплавы Ti вызывает снижение жесткости и массы соответственно в 2,5; 3 и 5 раз.

Для деталей равной массы переход на сплавы Al, легированные стали и сплавы Ti сопровождается увеличением прочности соответственно в 2,5; 3 и 5 раз. Жесткость не изменяется.

Обобщенный показатель. Как видно из табл. 19, прочность для всех категорий деталей определяется фактором $\sigma_{0,2}/\gamma$, а жесткость — фактором E/γ .

Обобщенный показатель, представляющий собой произведение $\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma^2}$ этих факторов, характеризует способность материалов нести наиболее высокие нагрузки при наименьших деформациях и массе и наиболее полно оценивает выгодность по массе материалов.

Прочность и жесткость практически неотделимы. Жесткость сама по себе не представляет ценности, если конструкция не может нести высоких нагрузок. Низкоуглеродистая сталь имеет такой же модуль упругости, как и термообработанная качественная сталь. Однако деталь из углеродистой стали пластически деформируется и выйдет из строя под действием небольших нагрузок, которые вызовут во второй детали лишь незначительные упругие деформации.

Выгодность материалов с $E/\gamma = \text{const} \approx 25 \cdot 10^6$ (см. табл. 17) вполне характеризу-

ется фактором $\sigma_{0,2}/\gamma$, который в этом случае является универсальным прочностно-жесткостным показателем. Для материалов с иным значением E/γ фактор $\sigma_{0,2}/\gamma$ должен быть исправлен на отношение их удельной жесткости к $E/\gamma = 25 \cdot 10^6$, например, для чугунов: серых — на $11/25 = 0,44$, высокопрочных — на $21/25 = 0,85$.

Значения обобщенного показателя $\frac{\sigma_{0,2}E}{\gamma^2}$ приведены в табл. 17 и на рис. 94. На практике выбор материала определяется не только прочностно-жесткостными характеристиками, но и другими свойствами (технологическими). Поэтому преимущественное значение имеют конструктивные меры, позволяющие создать достаточно прочные и жесткие конструкции даже при использовании материалов малой прочности и жесткости.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ

Главные конструктивные способы повышения жесткости без существенного увеличения массы:

всерьезное устранение изгиба, замена его растяжением или сжатием;

для деталей, работающих на изгиб, — целесообразная расстановка опор, исключение невыгодных по жесткости видов нагружения; рациональное, не сопровождающееся возрастанием массы, увеличение моментов инерции сечений;

рациональное усиление ребрами, работающими предпочтительно на сжатие;

усиление заделочных участков и участков перехода от одного сечения к другому;

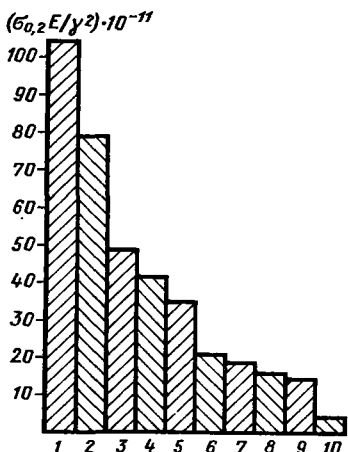


Рис. 94. Обобщенный показатель:

1 — стали сверхпрочные; 2 — сплавы Ti; 3 — стали легированные; 4 — сплавы Al деформируемые; 5 — сплавы Mg деформируемые; 6 — сплавы Al литейные; 7 — сплавы Mg литейные; 8 — стали углеродистые; 9 — чугуны высокопрочные; 10 — чугуны серые

блокирование деформаций введением поперечных и диагональных связей;

привлечение жесткости смежных деталей; для деталей коробчатого типа — применение скорлупчатых, сводчатых, сферических, яйцевидных и тому подобных форм;

для деталей типа дисков — применение конических, чашечных, сферических форм; рациональное оребрение, гофрирование;

для деталей типа плит — применение прочных, коробчатых, двутельных, ячеистых и сотовых конструкций.

Замена изгиба растяжением-сжатием

Повышенная жесткость деталей, работающих на растяжение-сжатие, в конечном итоге обусловлена лучшим использованием материала при этом виде нагружения. В случае изгиба и кручения нагружены преимущественно крайние волокна сечения. Предел нагружения наступает, когда напряжения в них достигают опасных значений, тогда как сердцевина остается недогруженной. При растяжении-сжатии напряжения одинаковы по всему сечению; материал используется полностью. Предел нагружения наступает, когда напряжения во всех точках сечения теоретически одновременно достигают опасного значения. Кроме того, при растяжении-сжатии деформации детали пропорциональны первой степени ее длины. В случае же изгиба действие нагрузки зависит от расстояния между плоскостью действия из-

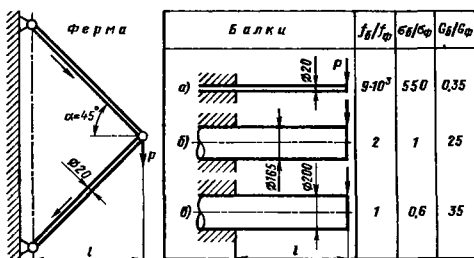


Рис. 95. Жесткость, прочность и масса $\left(\frac{m_6}{m_\phi} = \frac{G_6}{G_\phi}\right)$ треугольной ферменной системы и консольных балок

гибающей силы и опасным сечением; деформации здесь пропорциональны третьей степени длины.

Сравним консольную балку круглого сечения ($d = 20$ мм), нагруженную изгибающей силой P (рис. 95, а), и треугольную ферму с одинаковым вылетом l , составленную из стержней того же диаметра. Верхний стержень фермы под действием силы P работает на растяжение, нижний — на сжатие. При соотношениях, показанных на рисунке, максимальное напряжение изгиба в балке в 550 раз больше напряжений растяжения-сжатия в стержнях фермы, а максимальная деформация (в точке приложения силы P) больше в $9 \cdot 10^3$ раз.

Для того чтобы сделать системы равнопрочными, необходимо увеличить диаметр балки до 165 мм (рис. 95, б). При этом масса балки (не считая заделочного участка) становится в 25 раз больше массы фермы, а максимальный прогиб оказывается в 2 раза больше прогиба фермы.

Для достижения одинаковой жесткости (равенство максимальных прогибов) необходимо увеличить диаметр балки до 200 мм (рис. 95, в). Напряжения снижаются, составляя 0,6 от напряжения в стержнях фермы.

Связь между прогибом f_6 консольной балки круглого сечения в плоскости приложения силы и прогибом f_ϕ ферменной системы при одинаковых сечениях можно выразить соотношением

$$\frac{f_6}{f_\phi} \approx 10,5 \left(\frac{l}{d}\right)^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha,$$

где l — длина вылета; d — диаметр стержней балки и фермы; α — половина угла при вершине ферменного треугольника.

Отношение f_6/f_ϕ в функции угла α для различных значений l/d приведено на рис. 96, а. При одинаковости сечений прогиб консольной балки может быть в сотни и тысячи раз

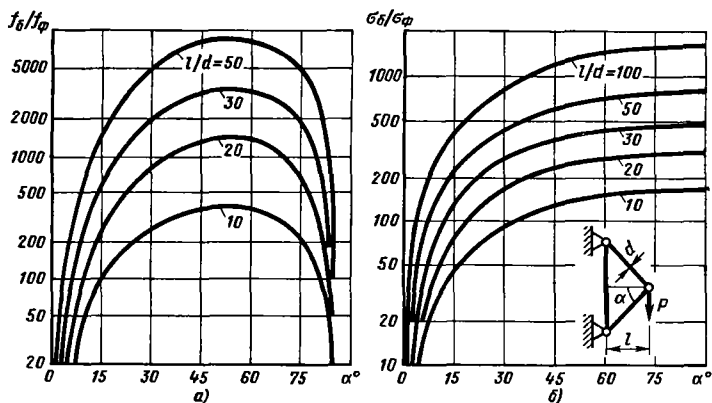


Рис. 96. Сравнительные характеристики консольной балки и треугольной ферменной системы

больше прогиба ферменной системы. Разница резко возрастает с увеличением отношения l/d , т. е. относительным утонением стержней. Однако и для наиболее жестких стержней ($l/d = 10$) разница в пользу ферменной системы весьма велика.

Отношение f_6/f_ϕ имеет пологий максимум при $\alpha = 45 \div 60^\circ$. В этом диапазоне фермы типа, приведенного на рис. 95, обладают наибольшей жесткостью. Напряжения (рис. 96, б) в балке во много раз больше напряжений в стержнях (например, при $\alpha = 45^\circ$ в 100–1000 раз).

Конструктивную аналогию системам, изображенным на рис. 95, представляет литой кронштейн (рис. 97). Жесткость узлов соединения стержней в раскосном кронштейне видоизменяет условия их работы по сравнению с чистой фермой, в которой стержни соединены шарнирами; все же в случае раскосного кронштейна (рис. 97, б) стержни работают преимущественно на растяжение-сжатие, тогда как балочный кронштейн (рис. 97, а) подвергается изгибу. Конструкция становится еще более прочной и жесткой, если стержни кронштейна соединить сплошной перемычкой, связывающей их в жесткую систему (рис. 97, в).

Кронштейн ферменного типа с вертикаль-

ным стержнем (рис. 97, з) значительно менее жесткий, чем кронштейн на рис. 97, б, так как конец вертикального стержня под нагрузкой перемещается приблизительно по направлению действия силы и для ограничения деформаций его жесткость не используется.

В тонкостенном цилиндрическом отсеке, несущем поперечную нагрузку P (рис. 98, а), все участки, расположенные по образующим, подвергаются изгибу. Нагрузку воспринимают преимущественно боковые стенки (рис. 98, б), параллельные плоскости действия изгибающего момента (зачернены на рисунке), так как их жесткость в этом направлении во много раз больше жесткости стенок, расположенных перпендикулярно плоскости действия момента.

При конической форме (рис. 98, в, г), приближающей конструкцию к ферменной (см. рис. 95), стенки конуса, расположенные в плоскости действия изгибающего момента, работают: верхние на растяжение, а нижние подобно раскосу — на сжатие. Боковые стенки испытывают преимущественно изгиб; их жесткость соизмерима с жесткостью верхних и нижних стенок. Следовательно, при конической форме стенки отсека полностью включаются в работу; прочность и жесткость конструкции увеличиваются.

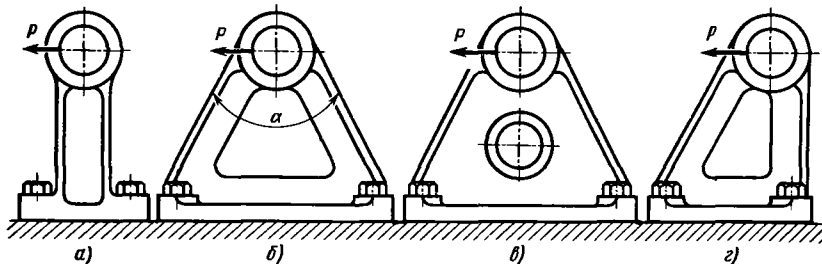


Рис. 97. Конструкции литых кронштейнов

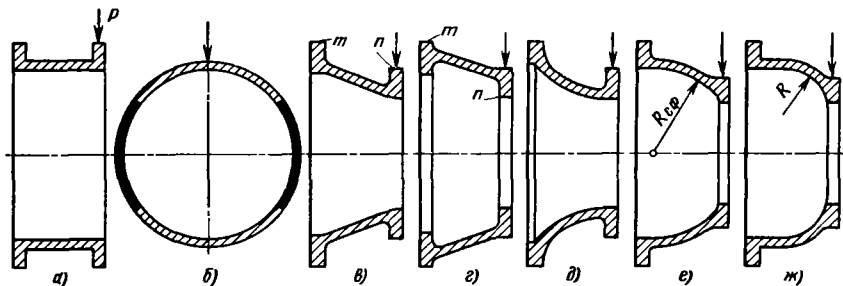


Рис. 98. Консольные тонкостенные системы

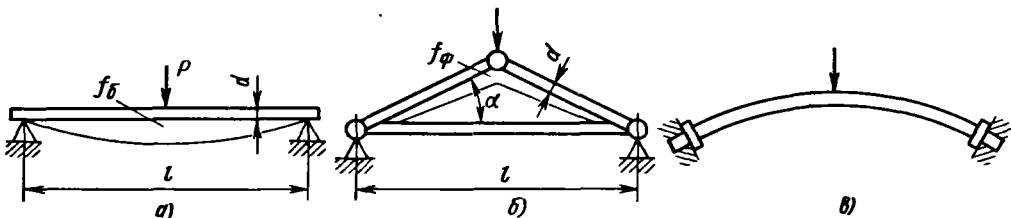


Рис. 99. Схемы свободно опертой балки (а), стержневой системы (б) и арочной балки (в)

Связь между растянутыми и сжатыми стенками осуществляют кольца жесткости m , n , которые помимо силового замыкания предотвращают овализацию конуса под действием нагрузки. Такие кольца являются непременным условием правильной работы тонкостенных отсеков.

Близки к конусам по жесткости тюльпанные (рис. 98, d), сферические (рис. 98, e), тороидные (рис. 98, $ж$) и аналогичные формы.

Пример устранения напряжений изгиба показан также на рис. 99. Здесь двухопорная балка, подвергающаяся изгибу (рис. 99, a), заменена более выгодной стержневой системой (рис. 99, b), наклонные стержни которой рабо-

тают на сжатие, а горизонтальные — на растяжение. Близка к этому случаю арочная балка (рис. 98, $в$), работающая преимущественно на сжатие.

Связь между прогибом f_b двухопорной балки в плоскости действия изгибающей силы и прогибом f_ϕ стержневой (ферменной) системы по рис. 99, b можно выразить соотношением

$$\frac{f_b}{f_\phi} \approx 1,3 \left(\frac{l}{d} \right)^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha,$$

где l — пролет балки; d — диаметр балки (и стержней ферменной системы); α — боковой угол треугольника фермы.

Отношение f_b/f_ϕ показано на графике (рис. 100, a) в функции угла α для различных значений l/d .

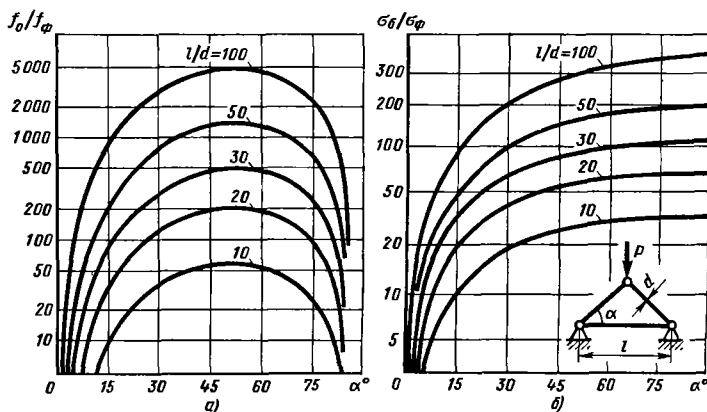


Рис. 100. Сравнительные характеристики балки и стержневой системы

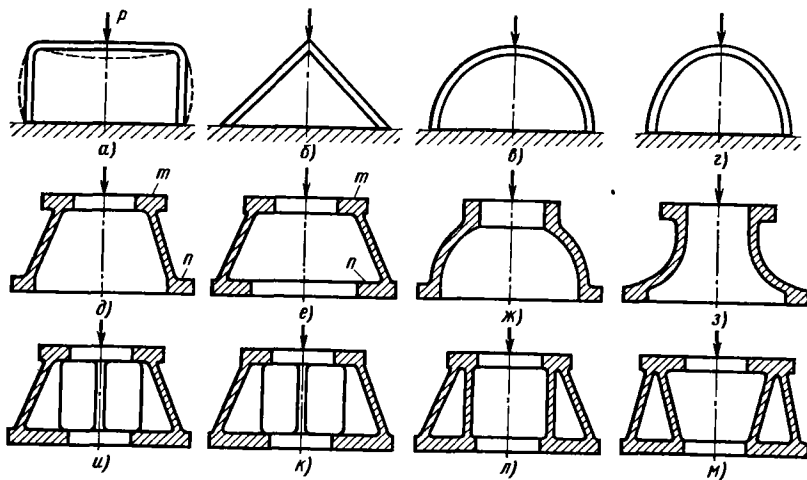


Рис. 101. Конструкции, работающие на сжатие

График свидетельствует о большом преимуществе системы, работающей на сжатие, перед системой, испытывающей изгиб. Прогиб балки в плоскости действия нагрузки в сотни и тысячи раз превышает прогиб стержневых систем. Даже при малых значениях угла ($\alpha \approx 15^\circ$) прогиб стержневой системы, например при $l/d = 50$, в 200 раз меньше прогиба системы, работающей на изгиб.

Как и в предыдущем случае (см. рис. 96, а), стержневая система имеет наибольшую жесткость при $\alpha = 45 \div 60^\circ$.

Из графика на рис. 100, б следует, что напряжения в балке в 30–300 раз больше напряжений в стержнях фермы. При больших значениях l/d у стержней, работающих на сжатие, возникает опасность появления продольного изгиба. Это обстоятельство следует учитывать при конструировании стержневых систем.

На рис. 101, а показан случай нагружения цилиндра осевой силой. Нагрузка вызывает прогиб днища цилиндра, передающийся обечайке через пояс сопряжения обечайки с днищем (деформации показаны штриховой линией). Система является нежесткой. При замене цилиндра конусом (рис. 101, б) система по основной схеме восприятия сил приближается к стержневой ферме, изображенной на рис. 99, б. Стенки конуса работают преимущественно на сжатие; роль стержня, воспринимающего распор, в данном случае выполняют

жесткие кольцевые сечения конуса, ограничивающие радиальные деформации стенок.

Наибольшей жесткостью при наименьшей массе обладают конусы с углом при вершине $60-90^\circ$.

Повышенную жесткость имеют сферическая, яйцевидная и тому подобные формы (рис. 101, в и г).

На рис. 101, д – з приведены примеры жестких конструкций. Как и в случае конуса (см. рис. 98), работающего на изгиб, существенное условие повышения жесткости и прочности здесь состоит в придании деталям кольцевых поясов жесткости, из которых верхний m работает на сжатие, а нижний n – на растяжение.

В усиленных конструкциях (рис. 101, и – м) введены элементы, непосредственно воспринимающие силу сжатия: ребра, цилиндры и конусы.

Блокирование деформаций

В общей постановке вопроса задача увеличения жесткости заключается в том, чтобы найти точки наибольших перемещений системы, деформируемой под действием нагрузки, и предотвратить эти перемещения введением элементов растяжения-сжатия, расположенных по направлению перемещений. Клас-

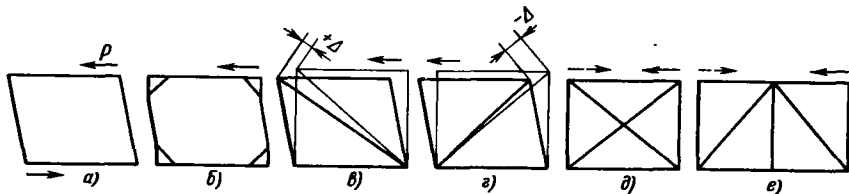


Рис. 102. Схемы действия диагональных связей

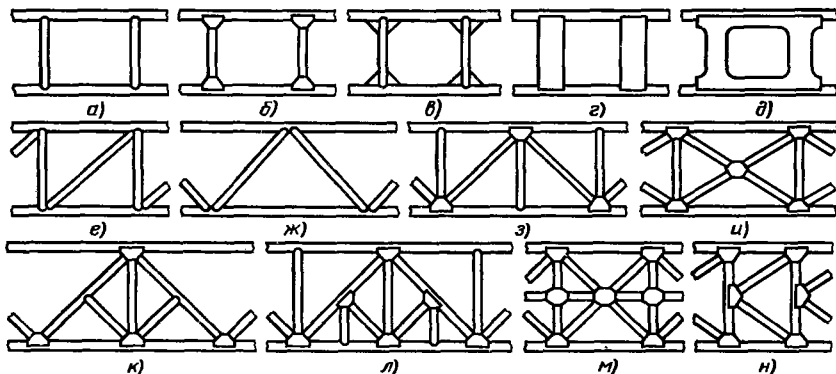


Рис. 103. Плоские фермы

сическим примером решения этой задачи является увеличение жесткости рам и ферменных конструкций раскосами.

Жесткость стержневой рамы, подвергающейся действию сдвигающих сил P (рис. 102, а), крайне незначительна и определяется только сопротивлением вертикальных стержней изгибу и жесткостью узлов соединения стержней. Введение косынок (рис. 102, б) приближает схему нагружения стержней к схеме работы заделанных балок и несколько уменьшает деформации.

Наиболее эффективно введение диагональных связей (раскосов), подвергающихся растяжению или сжатию. Раскос растяжения (рис. 102, в) должен при перекосе рамы удлиниться на величину Δ . Так как жесткость растягиваемого стержня во много раз больше изгибной жесткости вертикальных стержней, то общая жесткость системы резко возрастает. Аналогично действует раскос сжатия (рис. 102, г). Но в этом случае необходимо считаться с возможностью продольного изгиба сжатого стержня, что делает систему менее желательной.

Если нагрузка действует попеременно в обоих направлениях, то применяют раскосы перекрестные или чередующегося направления (рис. 102, д и е).

В порядке возрастающей жесткости на

рис. 103, а — и представляеы схемы плоских ферм и на рис. 103, к — н — сложных плоских ферм с усиливающими элементами, предотвращающими продольный изгиб и потерю устойчивости стержней.

На рис. 104, а показана схема деформации стенок цилиндрического резервуара, подвергающегося действию внутреннего давления. Участки наибольших деформаций целесообразно связать элементами, работающими на растяжение: обечайку — кольцом 1, днища — анкерным болтом 2 (рис. 104, б).

Консольные и двухопорные системы

Если по конструкции и функциональному назначению детали нельзя избежать изгиба, то на первый план выступает задача уменьшения деформаций и напряжений изгиба.

На рис. 105 изображены основные схемы изгиба балок: консольной (а) опертой по концам (б) и с заделанными концами (в).

Из сопоставления максимальных изгибающих моментов и прогибов видно большое преимущество двухопорных балок перед консольной по жесткости и прочности. При одинаковых длине, сечении балок и нагрузке максимальный изгибающий момент (а следовательно, и максимальные напряжения изгиба) в двухопорной балке в 4 раза, а в двухопорной (заделанной) в 8 раз меньше, чем в консольной. Еще больше преимущества по жесткости. Максимальный прогиб двухопорной балки в 16 раз, а двухопорной заделанной в 64 раза меньше, чем консольной. Практически различие между двухопорными и консольными деталями выражено не так резко, как в приведенном схематическом сравнении. В сравнимых конструктивных вариантах консольной и двухопорной балок длина консоли редко бывает равной расстоянию между опорами

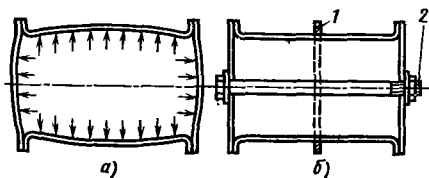


Рис. 104. Блокирование деформаций

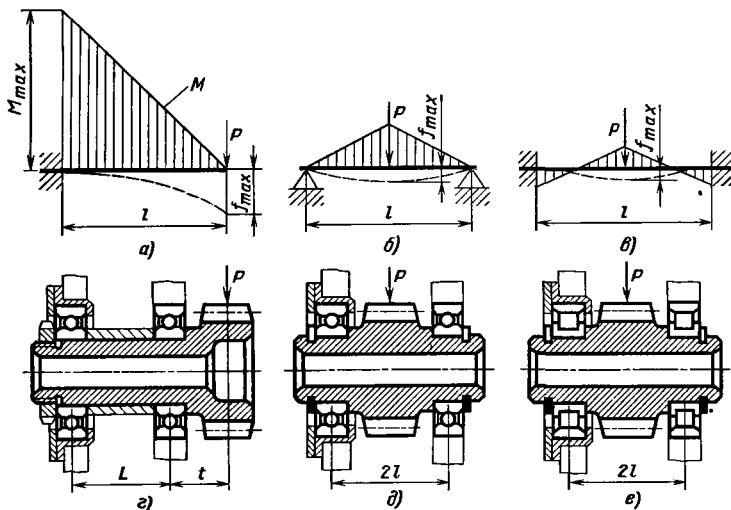


Рис. 105. Схемы нагружения;

$$a - M_{\max} = Pl; f_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI};$$

$$b - M_{\max} = \frac{Pl}{4}; f_{\max} = \frac{Pl^3}{48EI};$$

$$d - M_{\max} = \frac{Pl}{8}; f_{\max} = \frac{Pl^3}{192EI}$$

в двухопорной балке; чаще всего она значительно меньше.

В консольной (а) и двухопорной (б) установке вала-шестерни по габаритным условиям расстояние между опорами в двухопорной установке не удается сделать меньшим $2l$, вследствие чего оба варианта приходится сравнивать на базе различных, а не одинаковых, как в предыдущем случае, длин.

Максимальный изгибающий момент при двухопорной установке в 2 раза меньше, чем в консольной. Выигрыш в максимальных напряжениях изгиба гораздо больше, потому что момент сопротивления в опасном сечении (в плоскости действия силы P) двухопорного вала значительно больше момента сопротивления в опасном сечении (в плоскости переднего, ближайшего к нагрузке подшипника) консольного вала. При соотношениях, приведенных под рис. 105, напряжения в опасном сечении двухопорного вала в 5 раз меньше, чем в консоли.

Максимальный прогиб двухопорного вала формально в 2 раза меньше прогиба консольного вала, а если учесть больший момент инерции I сечения двухопорного вала по сравнению с моментом инерции I консольного вала, то фактически еще меньше (при соотношениях, приведенных под рисунком, — в 6,5 раза).

Нагрузка на подшипники двухопорного вала меньше нагрузки на передний подшипник консольного вала $P(1 + l/L)$ в $2(1 + l/L)$ раза.

Еще благоприятнее соотношения для двухопорного вала с заделанными концами. Реальное приближение к этому случаю можно получить увеличением жесткости опор, например, применением роликовых подшипников и уси-

лением стенок корпуса (рис. 105, е). В данном случае максимальный изгибающий момент меньше в 4 раза по сравнению с консолью и в 2 раза по сравнению с двухопорным валом, установленным на шарикоподшипниках. Максимальный прогиб вала на жестких опорах соответственно меньше в 8 и 4 раза (без учета различия величин I и I').

Однако при коротких и жестких валах повышение жесткости опор практически не дает выгоды, так как жесткость вала стирает разницу между схемами валов свободно опертого и с заделанными концами.

Увеличение жесткости и прочности консольных конструкций

Если применение консольной установки продиктовано необходимостью, то следует принять все меры к устранению присущих ей недостатков. Необходимо всемерно уменьшать вылет консоли, увеличивать жесткость и прочность консольной части конструкции.

На рис. 106 приведены нецелесообразная (а) и улучшенная (б) конструкции консольного вала, в которой длина l' консоли уменьшена до предела, допустимого конструкцией; момент инерции и момент сопротивления консоли на наиболее нагруженных участках увеличены. Передний подшипник, воспринимающий повышенную нагрузку, усилен.

Распространенным случаем консоли в машиностроении являются опорные буртики цилиндрических деталей. В нерациональной конструкции (рис. 106, в) буртик имеет чрезмерный вылет. Если вылет уменьшить, например, в 3 раза (рис. 106, г), то во столько же раз уменьшаются напряжения изгиба в опасном сече-

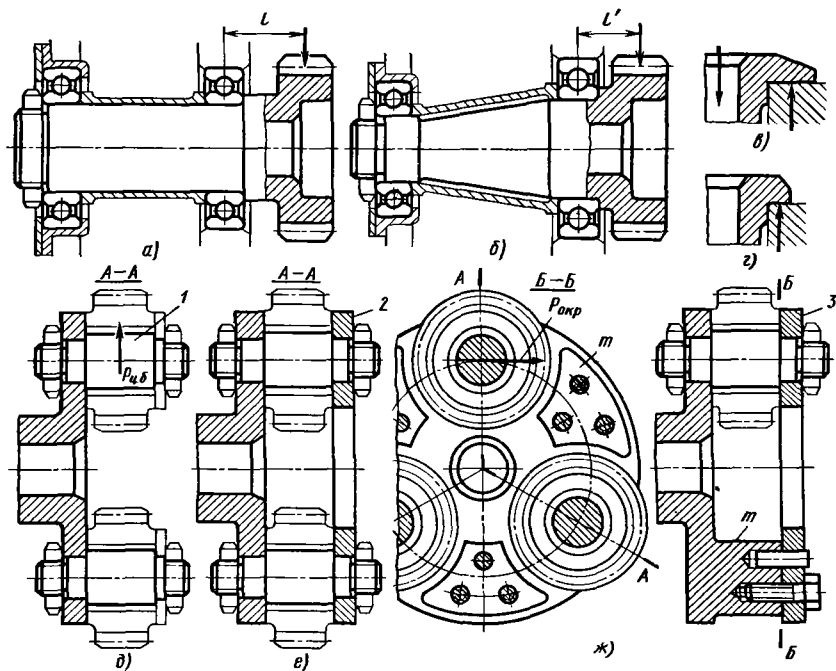


Рис. 106. Упрочнение консолей

нии; максимальная деформация снижается в 27 раз.

В планетарной передаче (рис. 106, д) консольные пальцы 1 сателлитов подвергаются изгибу центробежной силой сателлитов $P_{цб}$ и окружными силами привода $P_{окр}$. Соединение пальцев дисками 2 (рис. 106, е) устраняет консольный изгиб только от сил $P_{цб}$. Окружные силы по-прежнему консольно изгибают пальцы.

В рациональной конструкции (рис. 106, ж) несущий диск 3 привернут к лапам m диска водила, которые воспринимают окружные силы, полностью разгружая пальцы от изгиба.

В ряде случаев можно добиться значительного укорочения консоли изменением формы детали. Вылет насадного конического колеса (рис. 107, а) можно уменьшить, переменяв положение ступицы относительно венца (рис. 107, б) или изменив конструкцию колеса, выводя его заодно с валом (рис. 107, в).

Нагрузка на переднюю опору консоли (рис. 108, а) $N_1 = P(1 + l/L)$, на заднюю $N_2 = P/l/L$, где P — сила, действующая на консоль; l — длина консоли; L — расстояние между опорами.

На рис. 109, а даны безразмерные отношения N_1/P и N_2/P в функции L/l . Как видно, на-

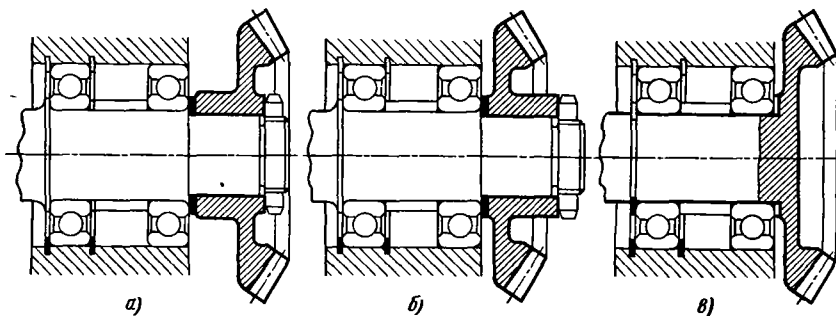


Рис. 107. Уменьшение вылета в консольной установке конического зубчатого колеса

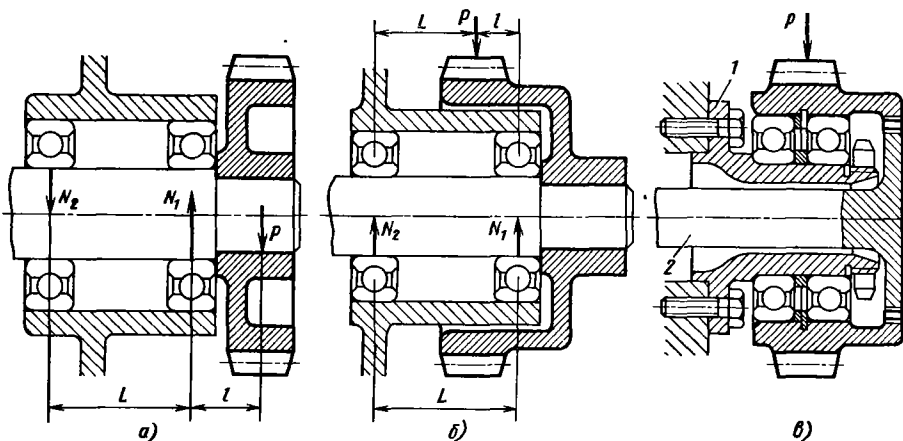


Рис. 108. Схемы консольной (а), обратно-консольной (б) и бесконсольной (в) установок

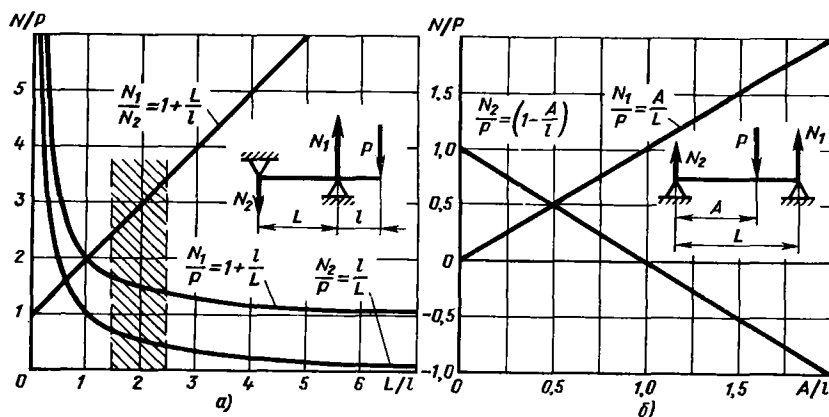


Рис. 109. Нагрузки на опоры консольного вала (а) и обратной консоли (б)

грузки на опоры резко возрастают с уменьшением расстояния между опорами. С увеличением отношения L/l нагрузки падают, причем N_1 асимптотически стремится к величине P , а N_2 — к нулю. При $L/l > 2 \div 2,5$ нагрузки становятся практически постоянными, а при $L/l < 1$ резко возрастают. Таким образом, целесообразный диапазон отношений L/l заключен в пределах 1,5–2,5 (заштрихованная область).

В качестве общего правила можно принять, что *расстояние между опорами должно быть равно удвоенной консоли*. При этом нагрузка на переднюю опору $N_1 = 1,5P$. Разумеется за большими отношениями L/l остается преимущество более точной фиксации вала.

На том же графике изображено отношение нагрузок на переднюю и заднюю опоры $N_1/N_2 = 1 + L/l$, которым можно руководствоваться при выборе подшипников в тех случаях, когда желательно получить

их равную долговечность. Для рекомендуемого значения $L/l = 2$ величина $N_1/N_2 = 3$. Из основной формулы расчета подшипников качения $L = (C/P)^\alpha$ вытекает, что для соблюдения равной долговечности L динамическая грузоподъемность C переднего и заднего подшипников должна находиться в отношении $C_1/C_2 = 3$.

При системе обратной консоли детали, насаженной на вал, придают колоколообразную форму (см. рис. 108, б) с таким расчетом, чтобы нагрузка действовала в пролете между опорами. При достаточной жесткости системы можно принять схему распределения нагрузок, приведенную на рис. 109, б. Нагрузки на опоры показаны на этом графике в виде безразмерных отношений N_1/P и N_2/P в функции A/L (A — расстояние от задней опоры до плоскости действия силы P). Область обратной консоли заключена в пределах значений

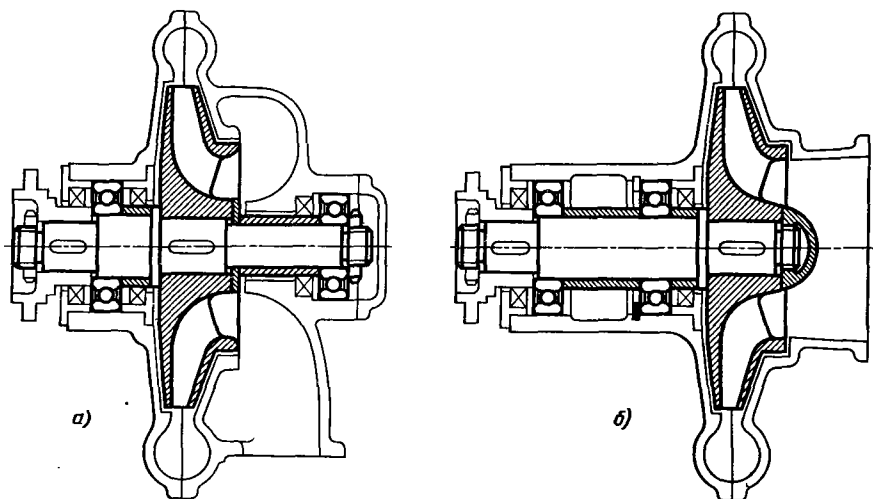


Рис. 110. Центробежный насос с двухопорным (а) и консольным (б) валом

$A/L = 0 \div 1$; при значениях $A/L > 1$ имеет место прямая консольность.

Максимальные значения N_1 и N_2 в области обратной консоли равны действующей силе P (отношения N_1/P и N_2/P равны единице). Нагрузки N_1 и N_2 имеют одинаковое и максимальное значение $0,5P$ при $A/L = 0,5$, когда плоскость действия силы P находится посередине пролета между опорами.

Для полного устранения консоли деталь монтируют на неподвижной опоре I (см. рис. 108, в), через которую проходит приводной вал 2 , разгруженный от изгиба и передающий детали крутящий момент через шлицевой венец. Здесь подшипники нагружены так же, как у двухопорного вала. Однако они работают в менее благоприятных условиях, так как у них вращается наружное кольцо (а не внутреннее как в случае двухопорного вала), вследствие чего их долговечность уменьшается.

Из сказанного о недостатках консольных систем отнюдь не вытекает, что конструктор должен безусловно избегать применения консолей. Консольные системы являются вполне закономерным элементом конструирования и широко используются на практике. Необходимо только знать их особенности и устранять недостатки соответствующими конструктивными мерами.

Применение консолей часто обеспечивает более простые, компактные, технологические и удобные для сборки конструкции, чем двухопорные установки. В качестве примера на рис. 110 показана конструкция центробежного насоса с двухопорной (а) и консольной (б)

установкой вала крыльчатки. В консольном варианте упрощается сборка, облегчается подход к крыльчатке и гидравлической полости насоса, улучшается вход рабочей жидкости на крыльчатку, устраняется одно уплотнение, улучшается центрирование вала. Опоры вала расположены в одной корпусной детали, посадочные отверстия под опоры можно точно обработать с одной установки.

В двухопорном варианте опоры центрируются одна относительно другой через стык корпусных деталей, которые по конструкции узла можно зафиксировать один относительно другого только контрольными штифтами; совместная обработка посадочных отверстий затруднительна.

В целом агрегат в консольном исполнении сильно выигрывает по простоте, точности изготовления, надежности и удобству эксплуатации.

Заделка консолей. Жесткость и прочность консолей в большой степени зависят от условий заделки в корпусе. Усиление консоли как таковой бесполезно, если узел заделки недостаточно жесткий (рис. 111, а).

При радиальной заделке консоли придают фланец, который притягивают болтами к привалочной плоскости, усиленной ребрами m (рис. 111, б).

В системе осевой заделки (рис. 111, в) консоли придают хвостовик, диаметром примерно равным диаметру консоли, который крепят запрессовкой или затяжкой в бобышке, жестко связанной с корпусом ребрами или (как показано на рисунке) коробкой. Для

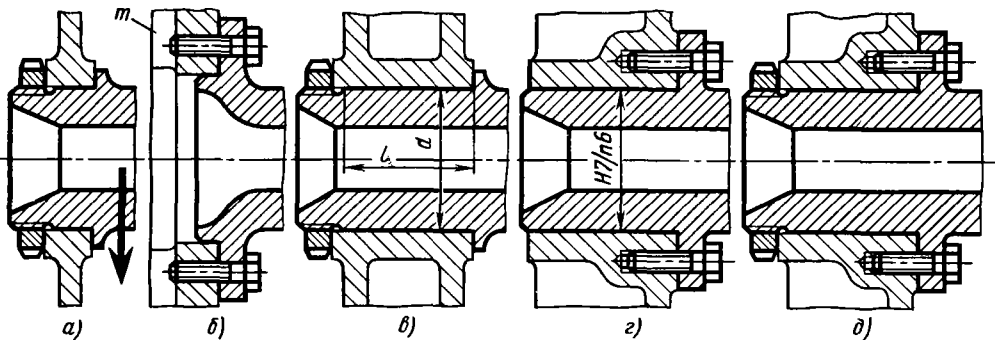


Рис. 111. Заделка консолей

устойчивого крепления длину заделки делают не менее диаметра консоли.

В наиболее жесткой системе радиально-осевой заделки консоль крепят одновременно на фланце и на хвостовике, который сажают в бобышку по посадке с натягом или затягивают гайкой (рис. 111, *г* и *д*).

Рациональное расположение опор

Так как прогиб двухопорной балки пропорционален третьей степени пролета, то сближение опор является весьма эффективным средством повышения жесткости. На рис. 112, *а*

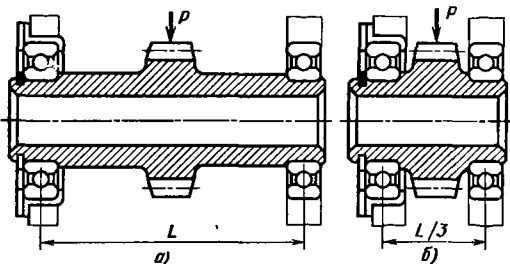


Рис. 112. Уменьшение пролета между опорами

показана двухопорная установка зубчатого колеса. При диаметре вала 40 мм, длине 200 мм и нагрузке 10 кН прогиб вала в конструкции *а* относительно большой ($\sim 0,1$ мм), влияющий на работу зубьев колес.

Если расстояние между опорами сократить, например, в 3 раза (рис. 112, *б*), то максимальные изгибающий момент и напряжения в вале уменьшаются также в 3 раза, а максимальный прогиб — в 27 раз. В связи с уменьшением пролета, а также увеличением момента инерции работающего участка вала прогиб становится пренебрежимо малым.

Во многих случаях жесткость системы удается увеличить введением дополнительных опор (рис. 113). В конструкции *а* коленчатый вал оперт в трех подшипниках. Система имеет малую жесткость; для ее увеличения щекам и шейкам вала необходимо придать большие сечения. Жесткость резко увеличивается при введении опор между каждым коленом. Последняя конструкция *б* применяется почти всегда.

На рис. 114 показаны приемы увеличения жесткости и прочности узла крепления шатуна в вилке. Так как шатун совершает относительно вилки колебательное движение, обычно небольшой амплитуды, то в данном случае мож-

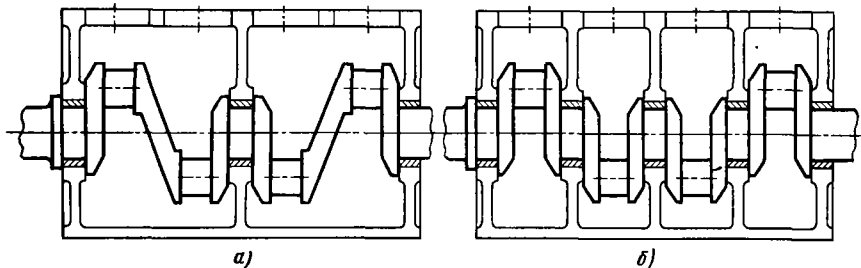


Рис. 113. Расположение опор коленчатого вала

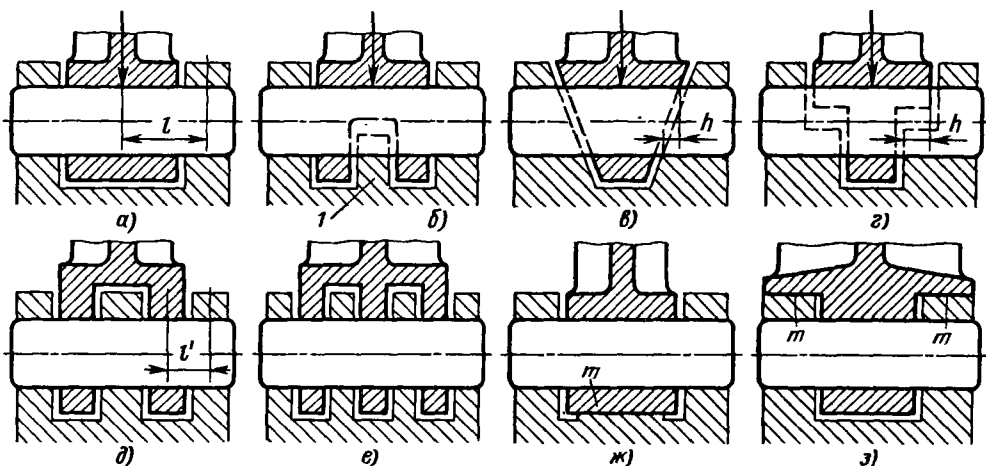


Рис. 114. Увеличение жесткости узла установки шатуна в вилке

но ввести дополнительные опоры, практически полностью устраняющие изгиб. Исходная, часто применяемая конструкция *a*, в которой палец работает на изгиб, обладает малой жесткостью. В конструкции *б* палец разгружен от изгиба путем его упора в ножку *1*, выполненную в вилке.

Изгиб резко уменьшается при увеличении длины верхней несущей поверхности шатуна (конструкции *в*, *з*). На участках *h* палец работает на сжатие. Так как деформации при сжатии ничтожно малы по сравнению с деформациями изгиба, практически вся нагрузка воспринимается сжатием пальца.

В конструкциях, предназначенных для восприятия нагрузки в обоих направлениях с большой амплитудой колебательного движения, упрочнения достигают увеличением числа опор и уменьшением пролетов, подвергающихся изгибу. В конструкции *д* вследствие сокращения вдвое плеча *l'* действия сил напряжения изгиба уменьшаются в 2 раза, а деформации — в 8 раз по сравнению с исходной конструкцией *a*. С увеличением числа опор (конструкция *е*) схема нагружения приближается к чистому сдвигу. Изменение вида и деформации и увеличение числа сечений, участвующих в передаче нагрузки, значительно увеличивают прочность и жесткость узла.

В некоторых случаях при нагрузке одностороннего действия возможна прямая передача сил на опоры с полной разгрузкой пальца (конструкции *ж*, *з*). Необходима точная обработка по цилиндру опорных поверхностей *m* соосно с опорными поверхностями пальца, иначе схема восприятия сил становится неопределенной.

Рациональные сечения

Для повышения жесткости без увеличения массы деталей необходимо усилить участки сечений, подвергающиеся при данном виде нагружения наиболее высоким напряжениям, и удалять ненагруженные и малонагруженные участки. При изгибе напряжены сечения, наиболее удаленные от нейтральной оси. При кручении напряжены внешние волокна; по направлению к центру напряжения уменьшаются, и в центре они равны нулю. Следовательно, целесообразно всемерно развивать наружные размеры, сосредотачивая материал на периферии и удаляя его из центра.

Наибольшей жесткостью и прочностью при наименьшей массе обладают развитые по периферии полые тонкостенные детали типа коробок, труб и оболочек.

В табл. 21 приведено сравнение показателей различных профилей при изгибе. В основу сравнения положены условия равенства масс (сечений *F*) и прочности (моментов сопротивления *W*). Увеличение прочности и жесткости достигается последовательным применением принципа разноса материала в область действия наибольших напряжений. За единицу приняты масса, моменты сопротивления и инерции исходного профиля *1*, у которого материал сосредоточен вблизи нейтральной оси.

Придание наиболее целесообразной двутавровой формы профилям одинаковой массы (эскизы 1–5) увеличивает их прочность в 9–12 раз, а жесткость — в 40–70 раз по сравнению с исходным профилем. Для профилей, одинаковых с исходным профилем прочности (эскизы 6–9), придание двутавровой

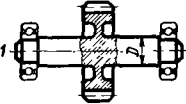
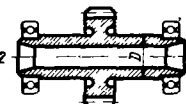
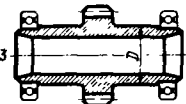
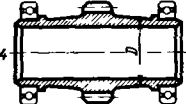
21. Прочность, жесткость и масса профилей

№ профиля на эскизе	m	W	I	№ профиля на эскизе	m	W	I
$F(m) = \text{const}$				$W = \text{const}$			
1	1	1	1	6	0,6	1	1,7
2	1	2,2	5	7	0,33	1	3
3	1	5	25	8	0,2	1	3
4	1	9	40	9	0,12	1	3,5
5	1	12	70				

формы снижает массу до 0,2–0,12 и повышает жесткость в 3–3,5 раза по сравнению с исходным профилем.

Зависимость между массой, прочностью и жесткостью цилиндрических валов с разным отношением d/D приведена на рис. 31.

В качестве конструктивного примера в табл. 22 представлен вал зубчатого колеса, 22. Влияние диаметра вала на параметры конструкции

Эскиз	D	I	W	f	m	W/m	L_h
	1	1	1	1	1	1	1
	1,5	4,5	3	0,22	1,5	2	8
	2	13	6,5	0,08	2	3,25	27
	2,3	20	9	0,05	2,2	4	70

установленный на подшипниках качения, и приведены сравнительные показатели жесткости (I), прочности (W), массы (m), удельной прочности (W/m) и долговечности (L_h) подшипников при последовательном увеличении диаметра вала (и размера подшипников). За единицу приняты показатели массивного вала.

Повышение поперечной жесткости. С увеличением наружных размеров деталей и уменьшением толщины их стенок необходимо во избежание местных деформаций повышение жесткости в направлении, поперечном действию изгибающих моментов.

Для цилиндрических валов эту задачу решают введением поясов и перемычек жесткости (рис. 115, а, б) в плоскости действия нагрузок, на опорных и задельных участках, а также на свободных концах детали (рис. 115, в, г).

На рис. 116 показано усиление балок поперечными ребрами 1, коробками 2, полукруглыми накладками 3, косыми связями 4, 5.

При изгибе корытистого профиля (рис. 117, 1) потеря устойчивости наступает в результате деформации вертикальных стенок (в направлениях, указанных стрелками).

Устойчивость профиля можно повысить созданием узлов жесткости на участках перехода стенок в горизонтальную полку посредством продольных 2 или местных 3 и 4 выемок, а также ребер 5. Сопротивление стенок деформации повышают ребрами 6 и гофрами 7. Связь между стенками и полкой можно увеличить также усилением полки ребрами 8–10 и сотами 11.

На рис. 117 показаны способы одновременного усиления полки и стенок (12; 13). Эффективное средство увеличения устойчивости профиля – блокирование деформаций поперечными перегородками 14–18, анкерными болтами

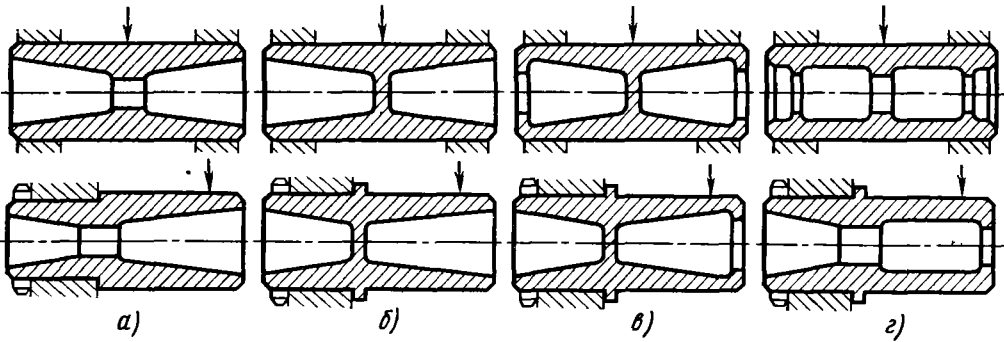


Рис. 115. Увеличение радиальной жесткости полых деталей

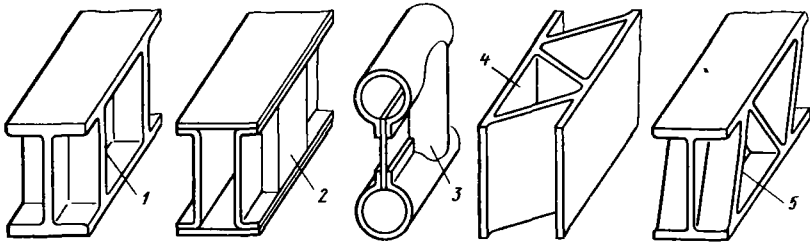


Рис. 116. Увеличение жесткости балок

19 и пластинами 20. Наибольшей жесткостью обладают закрытые профили 21; 22, особенно с поперечными 23 или продольными диагональными 24 связями.

При изгибе и кручении профилей особенно эффективны продольные диагональные связи (табл. 23). Достаточно одной диагональной связи; вторая связь увеличивает жесткость незначительно.

Оребрение

Для увеличения жесткости, особенно литых корпусных деталей, широко применяют оребрение. Однако при этом необходимо соблюдать осторожность, так как неправильное соотношение сечений ребер и оребряемой детали может вместо упрочнения привести к ослаблению.

У деталей, подвергающихся изгибу в плоскости расположения наружных ребер (рис. 118, а), на вершине ребра возникают напряжения растяжения, достигающие большого значения вследствие малой ширины и малого сечения ребра. Особенно опасны тонкие ребра, суживающиеся к вершине (рис. 118, б, в); разрушение детали всегда начинается с разрыва вершины ребер. Прочность значительно возрастает при утолщении ребер, особенно на опасном участке, т. е. у вершины (рис. 118, г и д).

23. Жесткость профилей с продольными связями

Эскиз	$I_{изг}$	$I_{кр}$	m	$I_{изг}/m$	$I_{кр}/m$
1	1	1	1	1	1
2	1,17	2,16	1,38	0,85	1,56
3	1,55	3	1,26	1,23	2,4
4	1,78	3,7	1,5	1,2	2,45

Ослабление детали ребрами формально выражается в уменьшении момента сопротивления сечения детали.

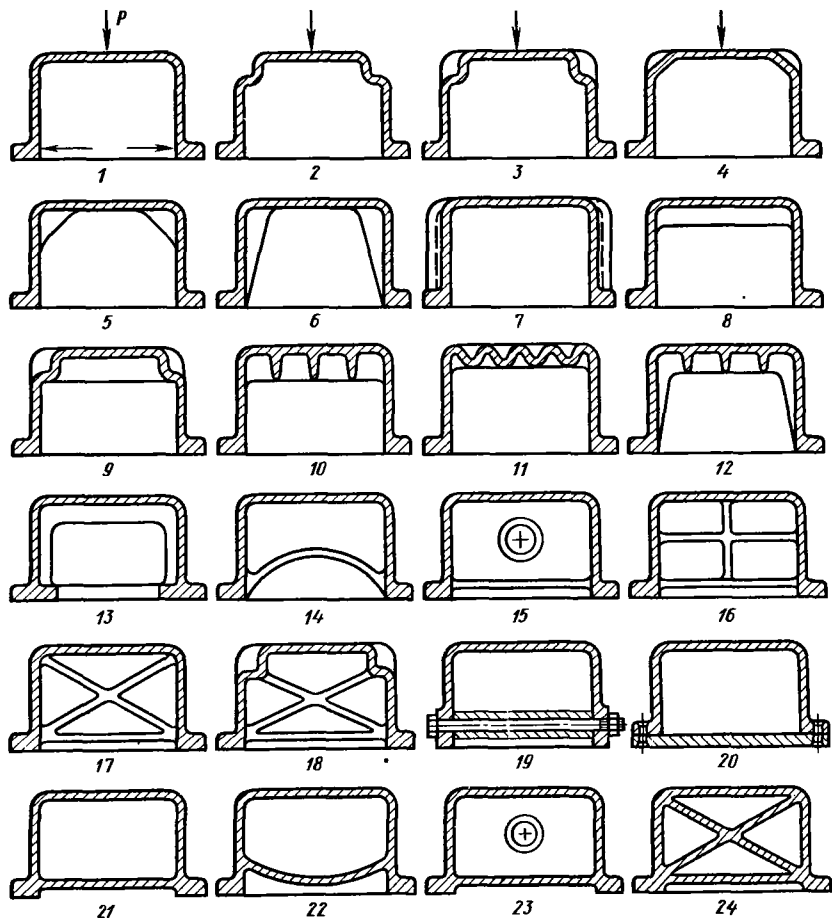


Рис. 117. Увеличение жесткости профилей

Сравним прочность и жесткость профиля прямоугольного сечения (рис. 119, а) и того же профиля с ребром (рис. 119, б). Можно показать, что отношение моментов инерции J и J_0 оребренного и исходного профиля

$$\frac{J}{J_0} = 1 + \delta\eta^3 + 3\delta\eta \frac{(1 + \eta)^2}{(1 + \delta\eta)}, \quad (54)$$

где $\eta = h/h_0$ — отношение высоты ребра h к высоте h_0 исходного профиля; $\delta = b/b_0$ — отношение ширины ребра b к ширине b_0 исходного профиля.

Для сечения с рядом параллельных ребер (рис. 119, в) величина b_0 представляет собой шаг ребер ($b_0 = t$).

Относительный шаг $t_0 = b_0/b = 1/\delta$.

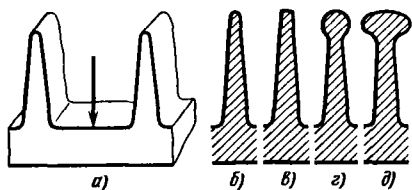


Рис. 118. Формы ребер

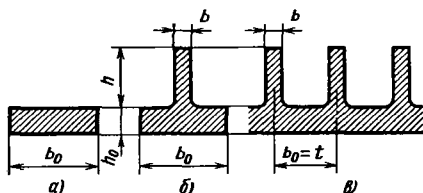


Рис. 119. К определению параметров ребер

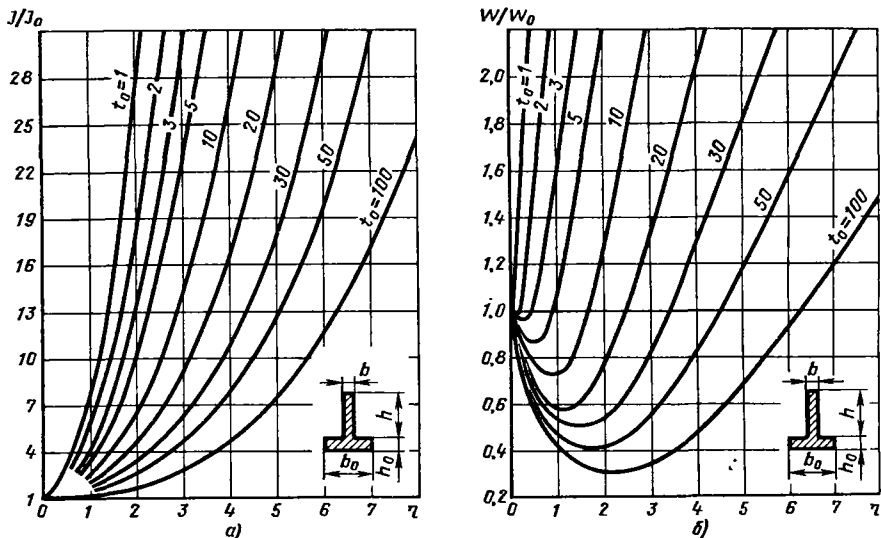


Рис. 120. Показатели жесткости (а) и прочности (б) оребренных сечений

Отношение моментов сопротивления сравниваемых профилей

$$\frac{W}{W_0} = \frac{J}{J_0} \frac{1 + \delta\eta}{1 + 2\eta + \delta\eta^2} \quad (55)$$

С учетом формул (54) и (55) построены графики (рис. 120), показывающие влияние η и t_0 на J/J_0 и W/W_0 . Введение ребер во всех случаях увеличивает момент инерции сечения и, следовательно, жесткость детали на изгиб и тем резче, чем выше ребра и больше их относительная толщина.

Иная картина получается для моментов сопротивления. Введение ребер, сечение которых мало по сравнению с сечением оребряемой детали (малые значения η , большой шаг t_0), уменьшает момент сопротивления, т. е. ослабляет деталь. Момент сопротивления в неблагоприятном случае ($\eta = 2$; $t_0 = 100$) уменьшается в 3 раза по сравнению с исходным профилем. Как это ни кажется парадоксальным, удаление таких ребер упрочняет деталь.

Добиться повышения прочности можно увеличением высоты ребер. Ребра с относительной высотой $\eta > 7$ не уменьшают прочности детали вплоть до самых больших значений относительного шага, какие могут встретиться на практике ($t_0 = 100$). Однако у литых деталей высота ребер ограничивается технологией литья. Относительную высоту ребер на практике редко делают больше $\eta = 5$. Условия литья ограничивают также толщину ребер; обычно ее делают не более $(0,6 - 0,8)h_0$.

Реальнее другой путь — уменьшение относительного шага. При $t_0 < 5$ не наступает ослабления даже при самых низких ребрах ($\eta < 1$). Значения шагов, не вызывающих ослабления детали, можно определить по сетке кривых t_0 (рис. 120, б), возводя перпендикуляры из за-

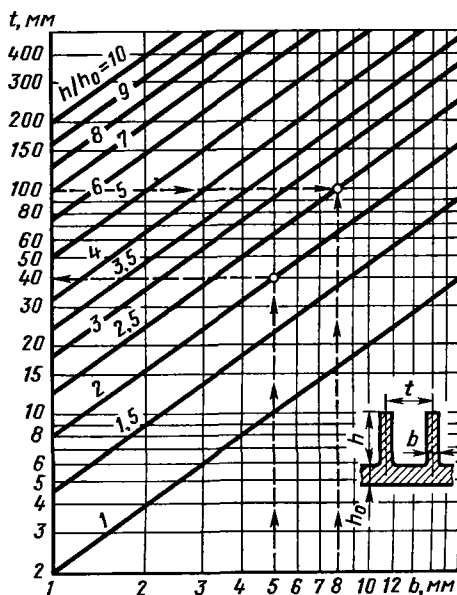


Рис. 121. График для определения параметров ребер

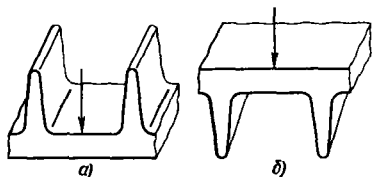


Рис. 122. Ребра, работающие на растяжение (а) и сжатие (б)

данных величин η на оси абсцисс до пересечения с линией $W/W_0 = 1$.

Для практического определения максимально допустимого шага можно исходить из соотношения

$$t = 2b\eta^2 \quad (56)$$

(где b — толщина ребер в мм), выражающего средненные значения t при $W/W_0 = 1,5 \div 2$.

На основании этой формулы составлен график (рис. 121), позволяющий найти допустимые по прочности параметры обрешения.

1. Пусть толщина ребра $b = 5$ мм; $\eta = 2$. По графику (штриховые линии) находим максимально допустимый шаг $t = 40$ мм.

2. Пусть шаг ребер $t = 100$ мм; $b = 8$ мм. Согласно графику минимальное допустимое значение $\eta = 2,5$.

Выведенные соотношения формально действительны для ребер, испытывающих при изгибе как растяжение (рис. 122, а), так и сжатие (рис. 122, б). На самом деле сжатые ребра гораздо прочнее, так как почти все литейные материалы (за исключением сплавов Mg) значительно лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению. Поэтому приведенные рекомендации имеют преимущественное значение для растянутых ребер.

Ребра треугольной формы. Очень часто применяют ребра треугольной формы с высотой, уменьшающейся в плоскости действия изги-

бающего момента. При такой форме ребер, какую бы начальную высоту они не имели, неизбежен участок, где наступает ослабление детали.

На рис. 123 приведены формы треугольных ребер для случая консольной детали, изгибаемой силой, приложенной на конце консоли. Под каждой фигурой показана картина изменения момента сопротивления W и напряжений σ вдоль оси детали. Для моментов сопротивления за единицу принят момент сопротивления W_0 необрешенной части детали; для напряжений — напряжения σ_0 на участке сопряжения консоли с фланцем. Напряжения для необрешенной детали показаны штриховой линией.

При форме ребра, показанной на рис. 123, а, ослабление наступает на участке m сопряжения ребра со стенкой консоли. Такая форма ребра особенно невыгодна потому, что ослабление приходится на область больших значений изгибающего момента и на ослабленном участке возникает резкий скачок напряжений. Благоприятно действует удлиненное ребро (рис. 123, б).

Ослабленное сечение m смещается в область меньшего изгибающего момента. Напряжения на ослабленном участке несколько превышают максимальные напряжения в детали. Если ребро доходит до конца консоли (рис. 123, в), то ослабление приходится на область минимальных значений изгибающего момента и почти не сказывается на напряжениях.

Обрешение коробчатых деталей. Соотношения, выведенные в предыдущих разделах, справедливы для профилей прямоугольного сечения (детали типа плит). У коробчатых деталей влияние ребер на жесткость и прочность гораздо слабее вследствие относительно больших моментов инерции и сопротивления коробки.

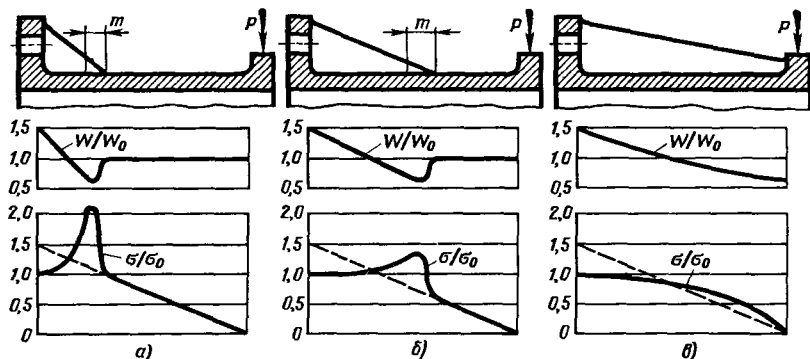


Рис. 123. Влияние треугольных ребер на прочность консольной детали

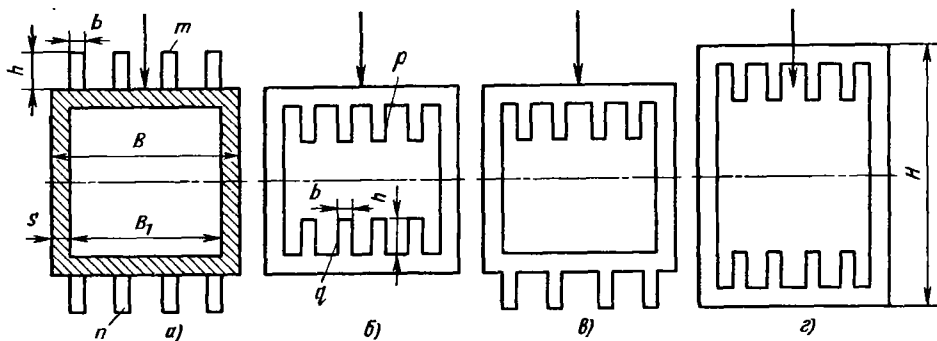


Рис. 124. Оребренные коробчатые профили

Разберем пример коробчатой детали квадратного сечения с ребрами, расположенными в плоскости действия изгибающего момента (рис. 124, а).

Отношение момента инерции J оребренного профиля к моменту инерции J_0 исходного профиля (на рисунке заштрихован)

$$\frac{J}{J_0} = 1 + 1,5z\eta\chi \frac{(1-a)^2}{1-a^4} \times \left[\frac{\eta^2}{3}(1-a)^2 + \eta(1-a) + 1 \right],$$

где $a = B_1/B$ — отношение сторон внутреннего и внешнего квадратов; $\eta = h/s$ — отношение высоты h ребра к толщине стенки $s = 0,5B(1-a)$; $\chi = b/s$ — отношение толщины b ребра к толщине стенки s ; z — число ребер.

Отношение моментов сопротивления оребренного и исходного профилей

$$\frac{W}{W_0} = \frac{J}{J_0} \frac{1}{1 + \eta(1-a)}$$

Эти соотношения показаны на рис. 125, а, б в функции η (приняты типичные для литых деталей величины $a = 0,95$; $\chi = 0,6$). Введение ребер повышает жесткость детали при любых значениях η , но менее заметно, чем в случае профиля прямоугольного сечения (см. рис. 120, а). Введение редко расставленных ребер ($z = 1 \div 2$) снижает прочность детали до 0,8–0,9 исходного значения, т. е. менее существенно, чем в случае прямоугольного профиля (см. рис. 120, б). При $z > 3$ прочность возрастает. Для повышения прочности на 20–25% необходимо при обычных для литых деталей значениях $\eta = 3 \div 4$ (заштрихованная область) введение 7–10 ребер.

При консольном нагружении верхние ребра m (см. рис. 124, а) работают на растяжение, нижние n — на сжатие, а при нагружении по схеме двухопорной балки — наоборот. Напря-

жения растяжения имеют в том и другом случае наибольшее значение в вершинах ребер, сопротивление которых разрыву и лимитирует прочность детали.

В случае внутренних ребер (см. рис. 124, б) изменение жесткости и прочности выражается равенством

$$\frac{J}{J_0} = \frac{W}{W_0} = 1 + 1,5z\eta\chi \frac{(1-a)^2}{1-a^4} \times \left[\frac{\eta}{3}(1-a)^2 - a\eta(1-a) + a^2 \right].$$

Это выражение в функции η изображено на рис. 125, в; введение внутренних ребер во всех случаях увеличивает и жесткость и прочность детали, хотя жесткость повышается несколько слабее, чем в случае наружных ребер (см. рис. 125, а). Для увеличения прочности на 20–25% достаточно введения 5–7 ребер с относительной высотой $\eta = 3 \div 4$ (заштрихованная область).

При консольном нагружении верхние ребра p (см. рис. 124, б) работают на сжатие, нижние q — на растяжение, а при нагружении по схеме двухопорной балки — наоборот. Напряжения растяжения в вершинах ребер вследствие меньшего расстояния от нейтральной оси значительно ниже, чем в случае наружных ребер.

Если изгибающая сила направлена в одну сторону, то можно нагрузить на сжатие верхние и нижние ребра сочетанием внутреннего и наружного оребрения. При консольном нагружении целесообразно расположить ребер по схеме на рис. 124, в, а при нагружении по схеме двухопорной балки — обратное. Несмотря на формальное уменьшение момента сопротивления по сравнению со схемой рис. 124, а, нагружаемость конструкции возрастает благодаря повышенной сопротивляемости ребер сжатию.

Наибольшее повышение жесткости и прочности достигается при увеличении высоты H

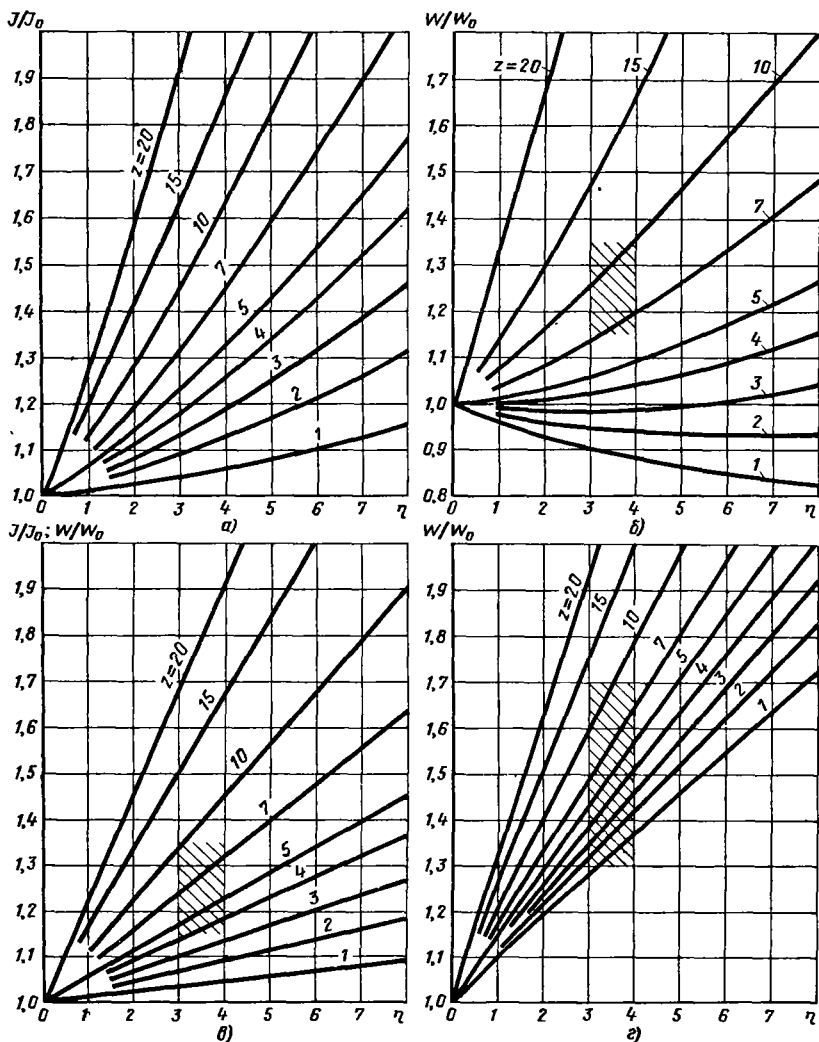


Рис. 125. Жесткость и прочность обрешенных коробчатых профилей

сечения до размера, определяемого вершинами ребер (см. рис. 124, з). Изменение W/W_0 при этой схеме представлено на рис. 125, г. Прочность профиля с внутренними ребрами ($\eta = 3 \div 4$) повышается по сравнению с исходным квадратным профилем в 1,3–1,7 раза соответственно при $z = 1 \div 10$.

Таким образом, внутреннее обрешение во всех отношениях выгоднее наружного. При любых параметрах обрешения внутренние ребра увеличивают момент сопротивления изгибу. Прочность ребер на разрыв не лимитирует прочности конструкции. В тех же габаритных размерах, определяемых в случае наружного

обрешения контурами вершин ребер, можно увеличить размеры коробки с выигрышем в жесткости и прочности конструкции. Наконец, внутреннее обрешение улучшает внешний вид и облегчает уход за машиной.

Правила конструирования. При конструировании ребер рекомендуется:

избегать нагружения ребер на растяжение; применять во всех случаях, когда это допускает конструкция, ребра сжатия;

избегать (особенно при ребрах растяжения) низких, тонких и редко расставленных ребер, снижающих прочность детали;

в корпусных деталях применять внутреннее

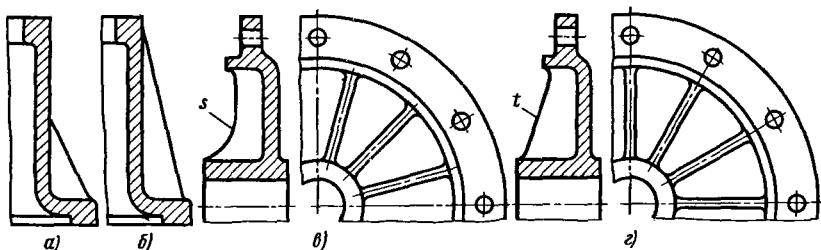


Рис. 126. Нецелесообразные (а, в) и целесообразные (б, г) формы ребер

оребрение (за исключением особых случаев, например, когда наружные ребра необходимы для охлаждения детали);

подводить ребра к узлам жесткости (рис. 126, а, б), в частности к точкам расположения крепежных болтов (рис. 126, в, г);

избегать ребер *s* криволинейного очертания, испытывающих при растяжении дополнительный изгиб; применять прямые ребра *t*.

Целесообразно (особенно у ребер растяжения) утолщать вершины, в которых при изгибе возникает наиболее высокие напряжения.

Оребрение деталей, подвергающихся кручению. При нагружении цилиндрических и близких к ним по форме деталей крутящим моментом продольные прямые ребра *1* крайне незначительно увеличивают жесткость детали (рис. 127). Скорее такие ребра вредны, так как они подвергаются изгибу (в плоскости, перпендикулярной грани ребер), вызывающему в них повышенные напряжения. При одностороннем кручении выгодно применять косые ребра *2*, которые под действием крутящего момента работают на сжатие, сильно увеличивая жесткость детали (частный случай применения принципа раскосных связей).

При крутящем моменте переменного направления целесообразно располагать ребра змейкой (3) или крестообразно (4). Косые и спиральные ребра менее подвержены внутренним напряжениям, возникающим при усадке в результате неравномерного охлаждения отливки.

Однако формовка косых ребер на наружных цилиндрических, конических и тому подобных поверхностях затруднительна.

Для деталей цилиндрической и близкой к ней формы, работающих на кручение, целесообразно, как и в случае изгиба, применять внутреннее оребрение.

Кольцевые ребра. Кольцевые ребра применяются наряду с обычными прямыми ребрами для увеличения жесткости круглых деталей типа дисков, днищ цилиндров и др. Механизм их действия своеобразен. Предположим, что круглая пластина с кольцевым ребром изгибается приложенной в центре осевой силой *P* (рис. 128, а). Деформации пластины передаются кольцу ребра, его стенки стремятся разойтись к периферии (рис. 128, б). В кольце возникают напряжения растяжения, сдерживающие прогиб пластины. Кольцевое ребро, обращенное навстречу нагрузке (рис. 128, в), действует аналогично, с той лишь разницей, что оно подвергается сжатию в радиальных направлениях.

Для повышения жесткости выгодно увеличивать высоту кольцевых ребер и располагать их на радиусе, где угол прогиба пластины имеет наибольшее значение; для пластин, опертых по краям, — ближе к периферии; для пластин с заданными краями — ближе к их среднему радиусу. Расположение ребер на небольшом расстоянии от центра пластины почти бесполезно.

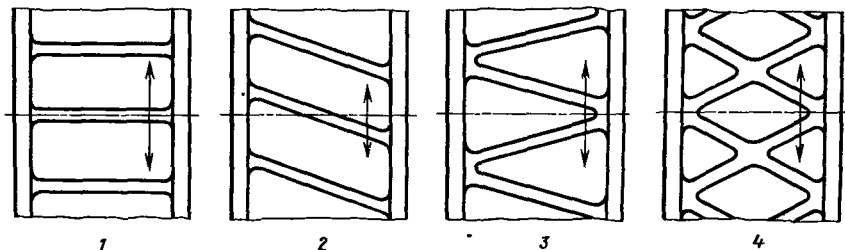


Рис. 127. Оребрение цилиндрических деталей, работающих на кручение

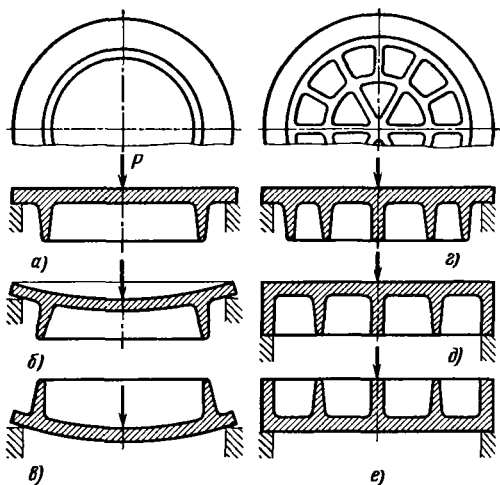


Рис. 128. Кольцевые ребра

Значительно повышает жесткость и прочность конструкции введение лучевых связей, сдерживающих радиальную деформацию кольцевых ребер (рис. 128, *z* — *e*).

Разновидности ребер. Для придания деталям особо высокой жесткости применяют ребра (рис. 129): вафельные 1, шахматные 2, сотовые 3 и ромбические 4.

Полые ребра (рис. 130), представляющие собой рельефы открытого 1–8 или закрытого 9–11 профиля, в отличие от обычных ребер во всех случаях увеличивают наряду с жест-

костью и прочностью конструкции. Ребра закрытого типа жестче открытых, но их формовка затруднительна. Практически такие же результаты по жесткости дают открытые ребра, усиленные поперечными перегородками 4–6; 8.

Внутренние полые ребра 11 предпочтительнее наружных. В случае когда внутренние замкнутые ребра, имеющие прямоугольный профиль, соединяются одно с другим, получается наиболее жесткая и прочная коробчатая двустенная конструкция 12.

Конструктивные примеры. На рис. 131 приведены примеры неправильной и правильной конструкции ребер. Корпусная деталь 1 с работающим на растяжение ребром *m* на участке перехода двух сечений весьма невыгодна по прочности. Удаление ребра увеличивает прочность детали 2. Если вводить ребро, то ему следует придать тавровое сечение 3 или расположить так, чтобы оно работало на сжатие 4. На рис. 131 изображены отсеки цилиндрической корпусной детали с перегородкой (диафрагмой), нагруженной поперечной силой *P* или изгибающим моментом *M*.

Короткие ребра 5, 6 ослабляют перегородку на участках *n*. Лучшие конструкции с ребрами постоянной высоты 7 или расширяющимися к месту заделки 8. Наибольшей прочностью обладают конструкции с гофрированной перегородкой 9 и коробчатые 10, особенно усиленные внутренними поперечными ребрами. Консольная корпусная деталь 11 имеет сферическую форму. Редко расставленные ребра не-

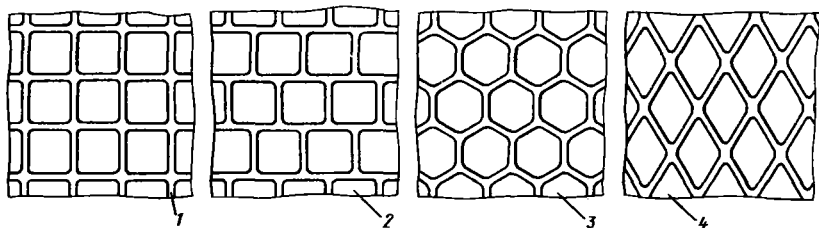


Рис. 129. Типы оребрения

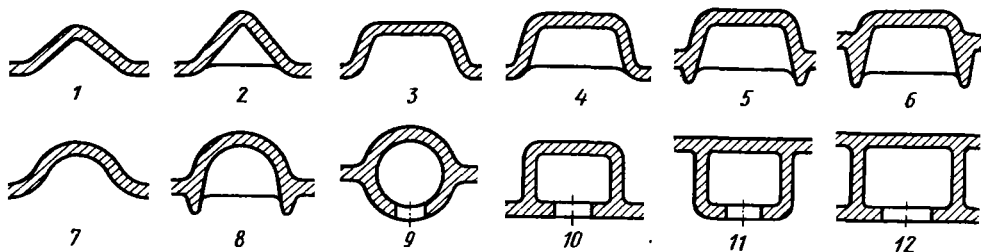


Рис. 130. Полые ребра

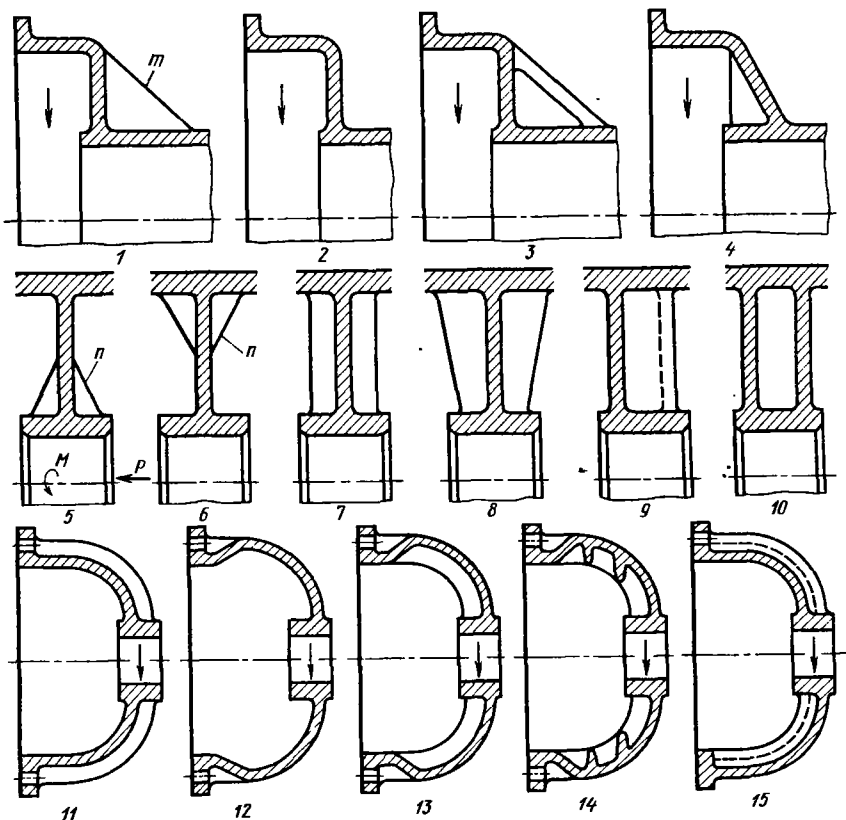


Рис. 131. Влияние формы и расположения ребер на прочность

большой высоты ослабляют деталь. Удаление ребер увеличивает прочность, особенно если стенки 12 расширены в пределах располагаемых габаритов. Дальнейшего упрочнения можно достичь внутренним оребрением продольными 13 или вафельными 14 ребрами. Высокой прочностью и жесткостью обладает деталь 15 с гофрированными стенками.

ЖЕСТКОСТЬ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

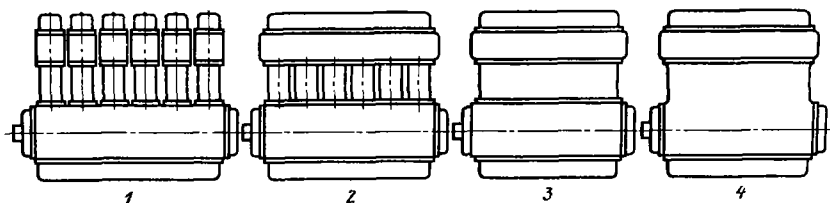
Примеры увеличения жесткости и прочности типовых машиностроительных деталей приведены в табл. 24.

Корпусные детали

Главными средствами повышения жесткости корпусных деталей без существенного увеличения их массы (а иногда и с ее уменьшением) являются: скругление переходов, придание стенкам сводчатых форм, рациональное внутреннее оребрение и введение между стенками связей (предпочтительно диагональных). Жесткость корпусов можно увеличить конструктивным объединением элементов корпуса в одно целое (моноблочные конструкции).

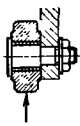
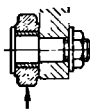
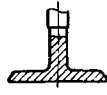
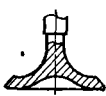
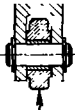
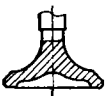

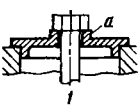
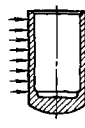
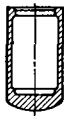
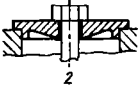
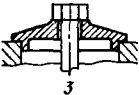



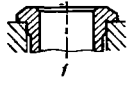

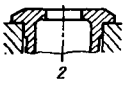
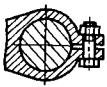
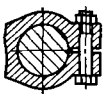
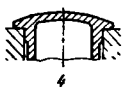
На рис. 132 показано (примерно в порядке

Рис. 132. Повышение жесткости корпусов двигателей внутреннего сгорания



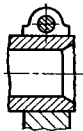
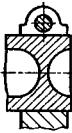

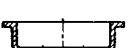
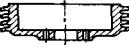




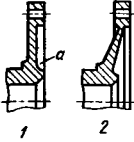

24. Увеличение жесткости конструкций

Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
Крепление ролика на рычаге 		Уменьшен вылет консоли. Усилены рычаг, ось и узел заделки	Клапан 		Тарелке придана тьюльпанообразная форма
Конструкция нежесткая		Ось ролика установлена на двух опорах. Конструкция наиболее жесткая	Тарелка нежесткая. Связь между штоком и тарелкой слаба		Шток и тарелка сделаны более массивными. На ободке тарелки образован пояс жесткости
Опорная шайба 		1 — шайба усилена кольцевым воротником <i>a</i> ;	Стакан 		Кромки стакана усилены ребордой
Конструкция нежесткая		2 — 3 — шайбы усилены в опасном сечении;	Кромки стакана под нагрузкой деформируются		
		4 — шайбе придана жесткая коническая форма	Юбка цилиндра 		
Трубчатая деталь 		1 — 2 — усилены участки перехода буртиков в трубу;	Под нагрузкой от поршня юбка деформируется		
Опорные буртики под нагрузкой сходятся к центру (штриховые стрелки)		3 — 4 — введена перегородка между буртиками	Клемма 		Клемма усилена. Стяжной болт приближен к валу
			Ушки клеммы при затяжке изгибаются		

Продолжение табл. 24






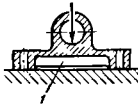
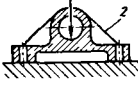
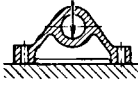
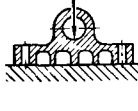
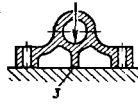










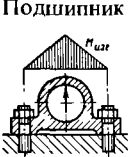
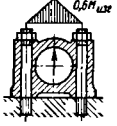
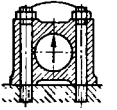
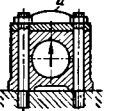
Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Клеммное соединение (составной коленчатый вал)</p> 		Деформация шейки устранена введением перемычки
<p>Затяжка клеммы деформирует шейку вала</p>		
<p>Тормозной барабан</p> 		Введена ребра жесткости
<p>Обод под действием тормозных колодок деформируется</p> 		Введены ребра жесткости и охлаждения (литые барабаны)
<p>Литая крышка</p> 		Крышке придана жесткая сводчатая форма
<p>Конструкция нежесткая</p> 		Крышка усилена ребрами
<p>Фланцевый вал</p> 		1 — фланец утолщен; участок <i>a</i> перехода в ступицу усилен; 2 — фланцу придана коническая форма;
<p>Конструкция нежесткая</p> 		3 — фланцу придана тюльпанообразная форма

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Диафрагма</p> 		1 — диафрагма оребрена; 2 — диафрагма сделана конической и оребрена; 3 — диафрагма гофрирована
<p>Конструкция нежесткая</p>		
<p>Литой шкив клиноременной передачи</p> 		1 — обод соединен со ступицей диском с ребрами, ступица удлинена;
<p>Ступица связана с ободом спицами.</p> 		2 — шкиву придана коробчатая форма (конструкция наиболее жесткая)
<p>Конструкция нежесткая</p>		
<p>Дисковое зубчатое колесо</p> 		1 — диску придана жесткая коническая форма; 2 — 3 — диск оребрен (для литых и штампованных колес)
<p>Конструкция нежесткая</p>		
<p>Чашечное зубчатое колесо</p> 	<p>(см. эскизы на с. 174)</p>	

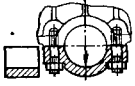
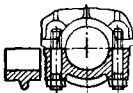
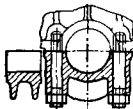
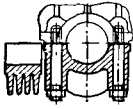
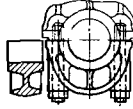
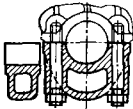
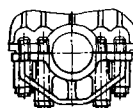
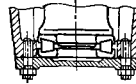
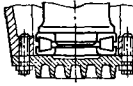
Продолжение табл. 24

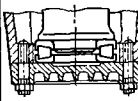
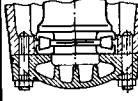
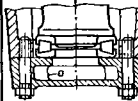
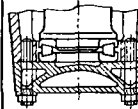
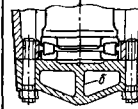
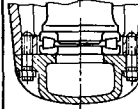
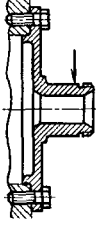
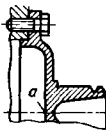
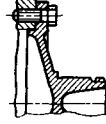
Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>(см. эскиз на с. 173)</p> <p>Обод под действием сил привода деформируется</p>  	 	Введены кольцевые ребра жесткости	<p>Литая проушина</p>  <p>Цоколь проушины подвергается изгибу</p>	    	<p>Цоколь усилен внутренними ребрами 1, работающими на растяжение</p> <p>Цоколь усилен наружными ребрами 2, работающими на сжатие</p> <p>Цоколю придана жесткая пирамидальная форма с внутренним оребрением</p> <p>Цоколь усилен внутренними вальфельными ребрами, опирающимися на привалочную плоскость</p> <p>В плоскости действия нагрузки расположено ребро 3, воспринимающее нагрузку. Конструкция наиболее легкая</p>
<p>Чашечное зубчатое колесо внутренне-го зацепления</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>	 	Введены кольцевые ребра жесткости			
<p>Коническое зубчатое колесо</p>  <p>Конструкция нежесткая</p>	     	<p>1 — диску придана коническая форма; 2 — диску придана сферическая форма; 3 — 5 — диск оребрен (для литых и штампованных колес); 6 — коробчатая сварная преднатяженная конструкция</p> <p>Между конусом <i>a</i> и буртиком <i>b</i> оставляют зазор, который перед сваркой выбирают затяжкой. Зубья и шлицы обрабатывают после сварки</p>	<p>Подшипник</p>  <p>Крепежные шпильки разнесены на большое расстояние; изгибающий момент в опасном сечении имеет большое значение</p>	  	<p>Шпильки сближены, изгибающий момент уменьшен</p> <p>Моменты сопротивления крышки и инерции увеличены оребрением</p> <p>Опасный участок усилен стальной накладкой <i>a</i> (конструкция применяется для подшипников из легких сплавов)</p>

Продолжение табл. 24

Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
Подвеска подшипника 	 	Усилены стенки и узлы крепления подвески
Конструкция нежесткая		Подвеска оребрена (конструкции приведены в порядке возрастающей жесткости)
		Подвеске придана двутавровая форма
		Подвеска сделана коробчатой
		Число крепежных шпилек удвоено (конструкция применяется в тяжело нагруженных подшипниках)
Силовая крышка, воспринимающая нагрузку от подпятника вертикального вала 		Введены кольцевые и радиальные наружные ребра

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
Конструкция нежесткая и непорочная 	    	Введены вафельные ребра Узлы болтовых креплений усилены Сферическая крышка с внутренним оребрением Коробчатая крышка. Полки, воспринимающие нагрузку, разгружены ребрами <i>a</i> Коробчатая крышка с арочной связью Закрытая коробка с поперечной связью <i>b</i> Усиленная сферическая крышка
Кронштейн с цапфой 	 	Диску придана чашечная форма Участок перехода в цапфу усилен перегородкой <i>a</i> и утолщением цапфы Диску придана коническая форма
Конструкция нежесткая		Последующие способы основаны на увеличении жесткости корпуса (см. с. 176)

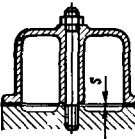
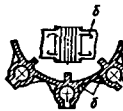
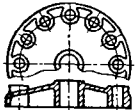
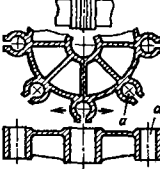

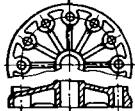
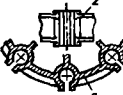

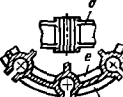


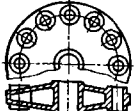
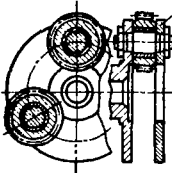

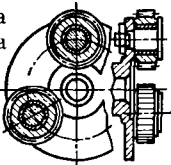
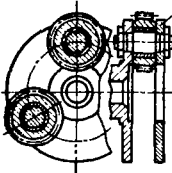
Продолжение табл. 24

Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
(см. эскиз на с. 175)		<p>Цапфа удлинена и введена в отверстие корпуса с натягом</p> <p>Диск притянут к корпусу дополнительным центральным болтом</p> <p>Диск притянут к корпусу двумя рядами периферийных болтов</p> <p>Преднапряженная конструкция. При затяжке выбирается зазор z между диском и корпусом</p>			<p>Радиальные размеры кронштейна увеличены до габаритных пределов. Введено внутреннее оребрение. Конструкция наиболее жесткая и прочная</p> <p>Блокирование деформаций. Крышка установлена на контрольных штифтах a, предупреждающих раскрытие вертикальных стенок</p>
<p>Литой кронштейн, нагруженный изгибающей силой</p> <p>Конструкция нежесткая</p>		<p>Колонка кронштейна оребрена</p> <p>Радиальные размеры колонки увеличены</p> <p>Колонке придана конусная форма. Усилена связь колонки с крепежным фланцем</p> <p>Радиальные размеры колонки увеличены. Колонка связана с фланцем конусом</p>	<p>Конструкция нежесткая. Под силой затяжки потолок крышки прогибается и вертикальные стенки расходятся</p>		<p>Введены внутренние ребра</p> <p>Введены наружные и внутренние ребра</p> <p>Введены внутренние облегченные перегородки b</p> <p>Крышке придана жесткая сводчатая форма. Ограничение деформаций. Перемещения определяются зазором z между крышкой и буртиком шпильки</p>

Продолжение табл. 24

Продолжение табл. 24

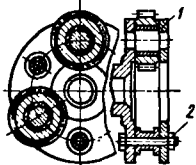
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		Ограничение деформаций путем заключения шпикл в колонки	перемещаются штоки с роликами, обкатываемыми неподвижный копир		Стенки направляющих усилены наружными ребрами <i>b</i>
Литая карусель роторной машины, нагруженная силами, действующими на операционные блоки и вызывающими ее изгиб		Жесткость периферии повышена кольцевым ребром			Стенки направляющих усилены кольцевыми ребрами <i>в</i>
Конструкция нежесткая		Введены ребра, связывающие центральную ступицу с периферийными	Сквозной прорез под оси роликов сильно ослабляет направляющие. Под действием рабочих нагрузок стенки направляющих расходятся, как показано стрелками, вследствие чего нарушается направление штока		Радиальные размеры барабана увеличены. Направляющие усилены наружными ребрами <i>2</i>
Конструкция нежесткая		Пояс расположения ступиц усилен кольцевыми ребрами	Сквозной прорез под оси роликов сильно ослабляет направляющие. Под действием рабочих нагрузок стенки направляющих расходятся, как показано стрелками, вследствие чего нарушается направление штока		Направляющие усилены наружными кольцевыми ребрами <i>d</i> и внутренними <i>e</i> .
Конструкция нежесткая		Карусель усилена радиально-кольцевым оребрением	Сквозной прорез под оси роликов сильно ослабляет направляющие. Под действием рабочих нагрузок стенки направляющих расходятся, как показано стрелками, вследствие чего нарушается направление штока		Радиальные размеры барабана увеличены до габаритного предела. Конструкция наиболее жесткая и прочная
Конструкция нежесткая		Карусель выполнена коробчатой. Конструкция наиболее жесткая	Водило планетарной передачи		Пальцы оперты в привертном диске <i>1</i> . Жесткость увеличена только в направлении действия радиальных сил (центробежные силы шестерен и пальцев)
Литой карусельный барабан. В цилиндрических направляющих <i>a</i> возвратно-поступательно		Конструкция нетехнологична (прорез несквозной). Затруднена сборка узла штока			Пальцы оперты в привертном диске <i>1</i> . Жесткость увеличена только в направлении действия радиальных сил (центробежные силы шестерен и пальцев)

Продолжение табл. 24

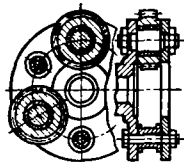
Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
----------------------	------------------------	--------------------

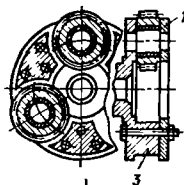
(см. эскиз на с. 177)
Шестерни установлены на консольных пальцах. Конструкция нежесткая



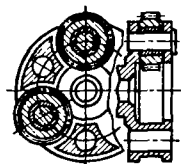
Диск 1 притянут к водилу болтами 2 с распорными втулками. Жесткость в окружном направлении остается недостаточной



Жесткость повышена одновременным креплением диска на пальцах и болгах

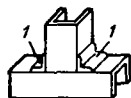


Жесткость резко повышена креплением диска 1 на лапах 3, выполненных заодно с водилом



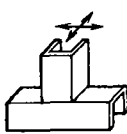
Диск выполнен заодно с водилом. Конструкция наиболее жесткая, но сложная в изготовлении

Сварное соединение корытных профилей втавр. Направление сил показано стрелками

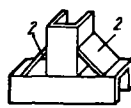


Угольники 1 значительно увеличивают жесткость

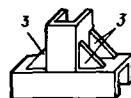
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
----------------------	------------------------	--------------------



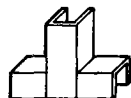
Конструкция нежесткая и непрочная



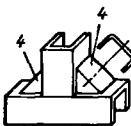
Усиление накладками 2. Раздача сил неблагоприятная. Сварные швы работают на отрыв, накладки — на продольный изгиб



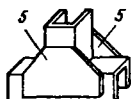
Усиление ребрами 3. Швы работают на отрыв. Жесткость узла в поперечном направлении недостаточна. Соединение в шип с вырезкой полки вертикального профиля. Конструкция нетехнологичная



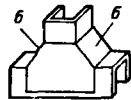
Усиление коробками 4 корытного профиля. Конструкция жесткая. Прочность недостаточна (швы коробок работают на отрыв)



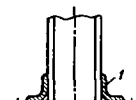
Усиление боковыми косынками 5. Швы косынок работают на срез. Конструкция жесткая и прочная



Усиление фигурными косынками 6. Конструкция жесткая и прочная



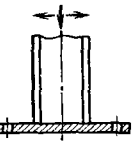
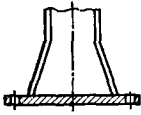
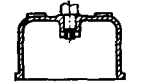
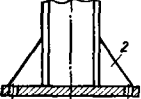

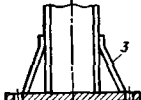

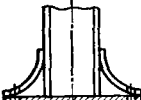
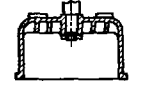
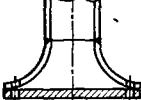
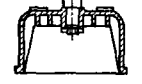
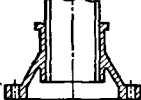
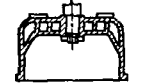
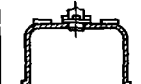
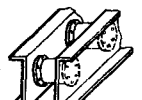
Опора трубной колонны. Направление сил показано стрелками (см. эскиз на с. 179)



Узел соединения колонки с плитой усилен кольцевым угольником 1. Жесткость увеличивается незначительно


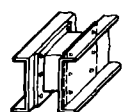
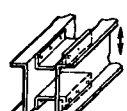
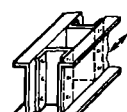
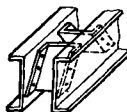
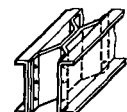
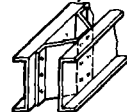
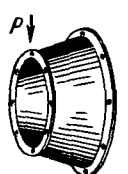
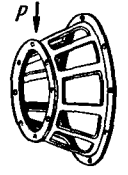
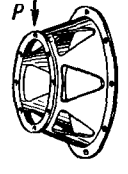
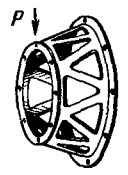
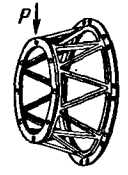


Продолжение табл. 24

Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
 <p data-bbox="30 373 164 451">Конструкция нежесткая</p>		Колонна развальцована на конус. Конструкция применима при малых размерах колонны	Колонна неустойчива вследствие податливости потолка станины		Усилена заделка в осевом направлении (податливость потолка не устранена)
Конструкция нежесткая		Узел соединения усилен приварными ребрами 2. Конструкция жесткая и прочная		Бобышка соединена с потолком ребрами (в работу включен центральный участок потолка)	
	Узел усилен конусом 3		Усилено оребрение (в работу включен весь потолок)		
	То же. Для улучшения внешнего вида усиливающий элемент выполнен в виде гофра с плавными очертаниями		Усилено оребрение (в работу включены углы перехода потолка в вертикальные стенки)		
	Колонна соединена с плитой приварным тюльпанным раструбом		Усилено оребрение (в работу включены вертикальные стенки)		
	Колонна заделана в литой стальной кронштейн. Конструкция жесткая и прочная, но трудоемкая		Потолку придана коробчатая форма. Конструкция наиболее жесткая		
Заделка колонны в литой станине		Усилена заделка в радиальном направлении (податливость потолка не устранена)	Составная балка из тонкостенных корытчатых профилей. Направление рабочих нагрузок показано стрелками (см. эскиз на с. 180)		Соединение трубчатыми связями. Конструкция нетехнологичная

Продолжение табл. 24

Продолжение табл. 24

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения	Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
 <p data-bbox="15 337 143 415">Конструкция жесткая</p>	     	<p data-bbox="313 180 505 313">Соединение корычатыми связями. Конструкция нетехнологичная</p> <p data-bbox="313 337 505 493">Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в поперечном направлении)</p> <p data-bbox="313 525 505 682">Соединение гнутыми профилями (не обеспечена жесткость в продольном направлении)</p> <p data-bbox="313 697 505 823">Соединение диагональными связями (жесткость обеспечена во всех направлениях)</p> <p data-bbox="313 870 505 1027">Соединение трапецидальными профилями (жесткость обеспечена во всех направлениях)</p> <p data-bbox="313 1042 505 1215">Соединение трапецидальными профилями. Конструкция наиболее рациональная по жесткости и простоте изготовления</p>	<p data-bbox="547 180 675 415">Стержни работают преимущественно на изгиб. Конструкция нежесткая и нерочная</p>	    	<p data-bbox="845 180 1037 313">Оболочковая конструкция. Консоль обладает высокой жесткостью</p> <p data-bbox="845 407 1037 564">В оболочке сделаны облегчающие вырезы. Участки между вырезами работают на изгиб</p> <p data-bbox="845 611 1037 713">Оболочковая система с более рациональными вырезами</p> <p data-bbox="845 831 1037 940">То же. Конструкция, приближающаяся к ферменной</p> <p data-bbox="845 1034 1037 1168">Цельноштампованная ферменная конструкция (алюминиевый сплав)</p>
 <p data-bbox="15 1262 143 1356">Рамная консоль, нагруженная силой P</p>		<p data-bbox="313 1254 505 1513">Ферменная конструкция. Стержни работают преимущественно на растяжение-сжатие. Для придания полной определенности узлы крепления делают шарнирными</p>	<p data-bbox="547 1246 1037 1544">исторической последовательности) усиление конструкции рядных двигателей внутреннего сгорания. В двигателе 1 с отдельными цилиндрами жесткость конструкции определяется только жесткостью картера. При изгибе силами, возникающими при вспышках, картер деформируется, а вместе с ним деформируется и двигатель в целом. Более жесткой является полублочная конструкция 2, где головки цилиндров объединены в общий блок. Суммарный момент инерции системы, усиленной блочной головкой с установленной на ней</p>		

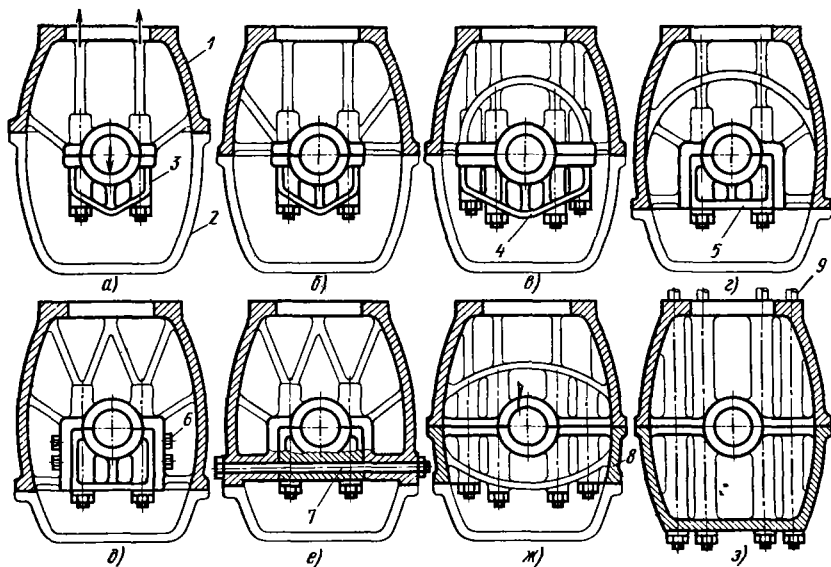


Рис. 133. Конструкции картеров

общей крышкой распределительного валика, резко возрастает.

Наиболее целесообразны блочные системы, имеющие преимущественное распространение в современном двигателестроении. Здесь жесткость повышена выполнением рубашек цилиндров в общем блоке 3, который присоединяют к картеру или отливают как одно целое с картером (моноблочная конструкция 4). В последнем случае получается наиболее жесткая и прочная конструкция с наименьшим числом стыков между ее элементами.

Для повышения жесткости собственно картера целесообразно увеличивать моменты инерции поперечных сечений картера и предупредить раскрытие его продольных стенок под действием сил вспышек.

На рис. 133 приведены основные конструктивные схемы картеров рядных блочных двигателей.

В конструкции *a* плоскость разреза главного картера 1 и поддона 2 расположена выше оси коленчатого вала. Вал фиксируется подвесками 3. Система обладает малой жесткостью, хотя и очень удобна для сборки коленчатого вала. Жестче конструкция *b* с плоскостью разреза по оси вала.

В конструкции *b* подвески 4 подшипников развиты в поперечном направлении и крепятся к картеру двумя рядами болтов. Поперечные перегородки картера усилены арочными ребрами, благодаря чему вокруг опор образуются узлы жесткости.

Значительно повышает жесткость перенесение плоскости разреза ниже оси коленчатого вала (конструкция *z*). Подвески 5 устанавливают в выборках поперечных перегородок и для увеличения жесткости скрепляют со стенками болтами 6 (конструкция *d*) или анкерными болтами 7 (конструкция *e*). Другой прием увеличения жесткости — введение промежуточного отсека 8 (конструкция *ж*) с отлитыми за одно целое подвесками.

Наибольшей жесткостью обладает картер, состоящий из двух несущих половин (конструкция *з*), стянутых между собой и с блоком цилиндров сквозными болтами 9.

Плиты

На рис. 134 показаны способы усиления литых плит (приблизительно в порядке возрастающих жесткости и прочности). Предполагается, что плита нагружена в центре и опирается на четыре боксовые стойки. Исходная конструкция 1 обладает низкой жесткостью и прочностью. Продольные ребра, имеющие форму тел равного сопротивления изгибу (конструкция 2), увеличивают жесткость плиты в продольном направлении; жесткость в поперечном направлении недостаточна. Равножесткими в продольном и поперечном направлениях являются конструкции с диагональными лучевыми 3 и вафельными 4 ребрами.

Иной принцип положен в основу конструкции 5, жесткость которой достигнута окантовкой плиты вертикальными стенками. Изгибающие деформации плиты сдерживаются

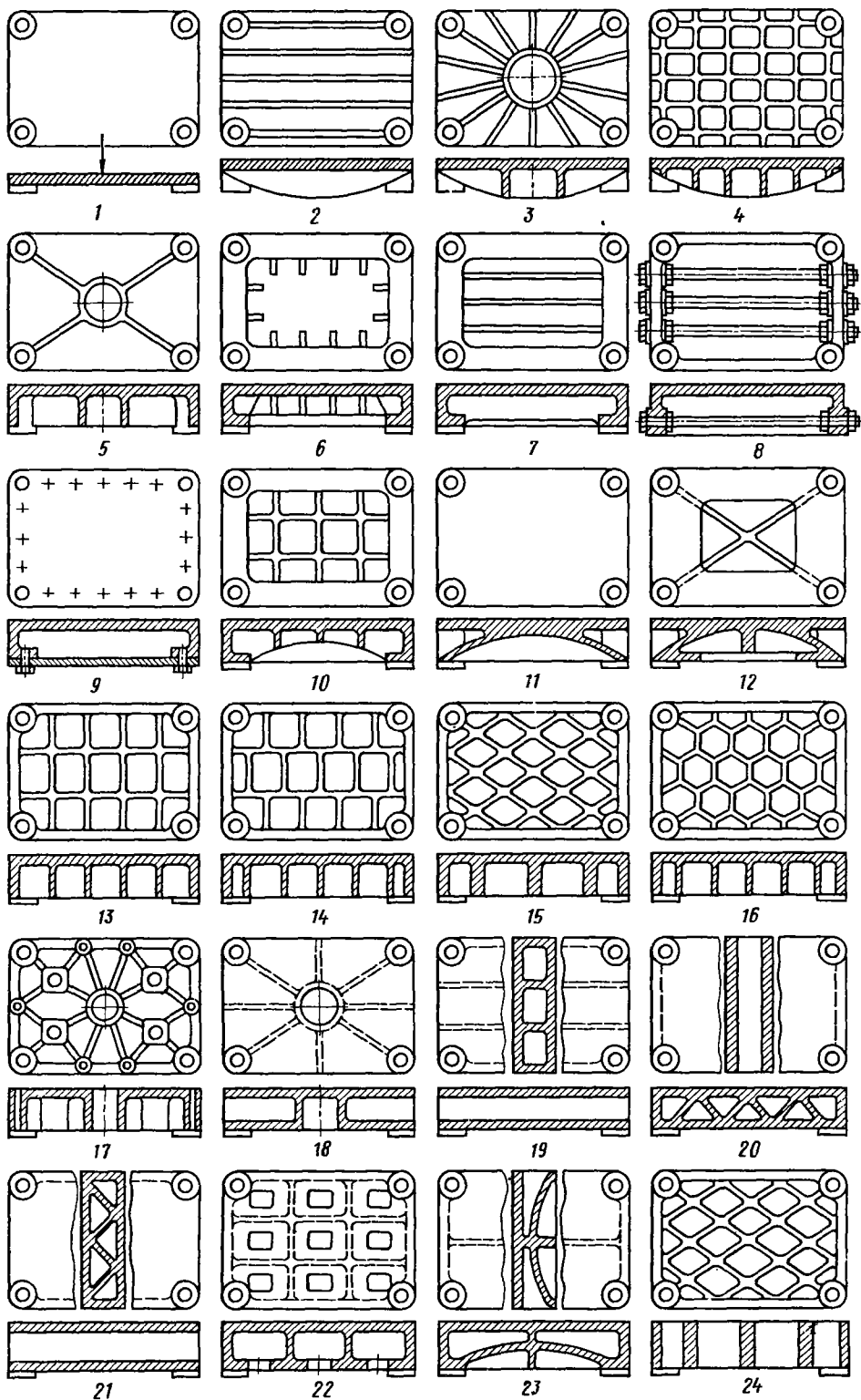


Рис. 134. Плиты

сопротивлением замкнутых контуров канта, работающих на растяжение. Жесткость повышают увеличением высоты окантовки, увеличением сечений на крайних точках канта и соединением тела плиты с кантом ребрами (конструкции 6, 7), тормозящими деформации стенок канта.

Стягивание стенок окантовки анкерными болтами (конструкция 8) позволяет создать в плите предварительные напряжения (преднапряжения), противоположные по знаку рабочим напряжениям (шпренгельная конструкция).

Высокой жесткостью и прочностью обладает конструкция 9 с накладкой из листовой стали, работающей на растяжение. Нагревом накладки перед монтажом можно создать преднапряжения при условии, если накладка жестко связана с плитой (например, контрольными штифтами). Другой способ увеличения жесткости — придание ребрам арочной формы 10 и введение арочных сводов 11. Конструкция 12 представляет собой сочетание арки с окантовкой. Высокую жесткость имеют окантованные плиты с вафельными 13, шахматными 14, ромбическими 15 и сотовыми 16 ребрами. При наличии на плите привязочных узлов расположение ребер должно быть подчинено условию создания узлов жесткости в крепежных точках (конструкция 17).

Наибольшей жесткостью обладают двустенные плиты. В конструкции 18 стенки связаны лучевыми ребрами, формируемыми с помощью стержней, вводимых с боков плиты. Плиты с прямыми 19 и раскосными 20, 21 ребрами формируются сквозными стержнями, укрепляемыми на знаках в боковых стенках плиты. Полузакрытые плиты с вафельными ребрами 22 формируются с помощью стержней, укрепляемых через отверстия в нижней стенке плиты. Плита с арочной нижней стенкой 23 формируется стержнями через боковые стенки.

Легка, технологична и достаточно жестка конструкция 24 решетчатой плиты. Для

создания гладкой наружной поверхности такие плиты покрывают тонколистовой облицовкой.

Тонкостенные конструкции

В конструкциях из листового материала (оболочковых, тонкостенных профилях, резервуарах, облицовках, панелях, крышках) необходимо учитывать не только деформации, вызываемые рабочими нагрузками, но и деформации, возникающие при сварке, механической обработке, соединении и затяжке сборных элементов. Следует считаться и с возможностью случайных повреждений стенок при транспортировке, монтаже и неосторожном обращении в эксплуатации. В сильно нагруженных оболочковых конструкциях первостепенное значение имеет предупреждение потери устойчивости оболочек.

Основные приемы увеличения жесткости: всемерная разгрузка от изгиба, замена напряжений изгиба напряжениями сжатия-растяжения, введение связей между участками наибольших деформаций, увеличение сечений и моментов инерции на опасных участках, введение усиливающих элементов в местах сосредоточения нагрузок и на участках перелома силового потока, применение конических и сводчатых форм.

Отсеки. Радиальную жесткость цилиндрических тонкостенных деталей больших размеров увеличивают с помощью кольцевых поясов жесткости, наружных (рис. 135, а) или внутренних (рис. 135, б).

Более жестки и прочны отсеки 1 с двойными стенками (рис. 136). Для увеличения радиальной жесткости целесообразно стенки отсека связывать между собой сваркой участков 2 на стенках отсека или сваркой трубок 3. Лучшие результаты дает введение кольцевых поясов жесткости 4–7. Аналогичное действие оказывает разделение отсека на несколько отсеков 8, 9 меньшей длины. Роль поясов жесткости в данном случае выполняют стыки отсеков. Введение в отсеки конусов 10 и сводчатых эле-

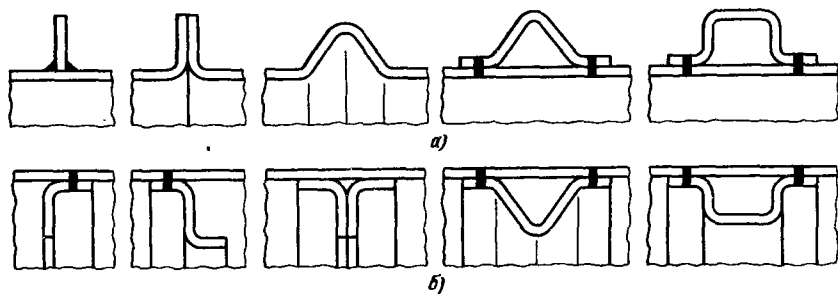


Рис. 135. Пояса жесткости цилиндрических оболочковых деталей

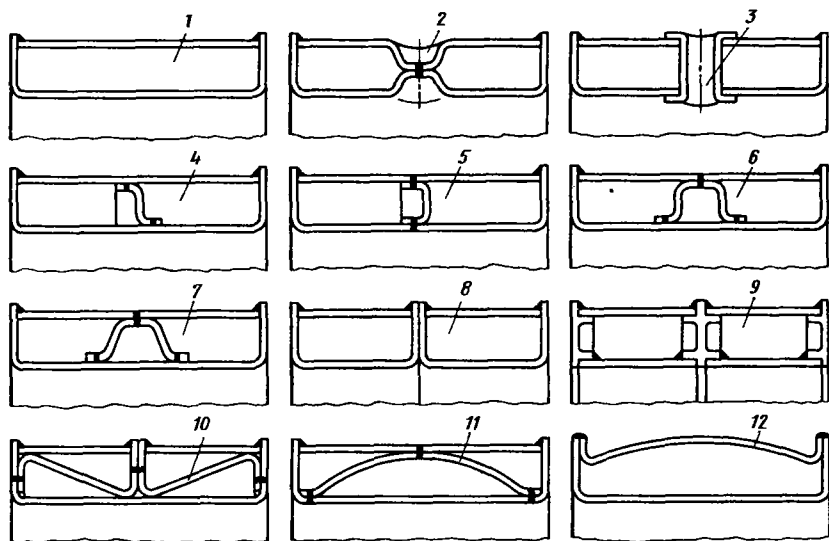


Рис. 136. Повышение радиальной жесткости отсеков

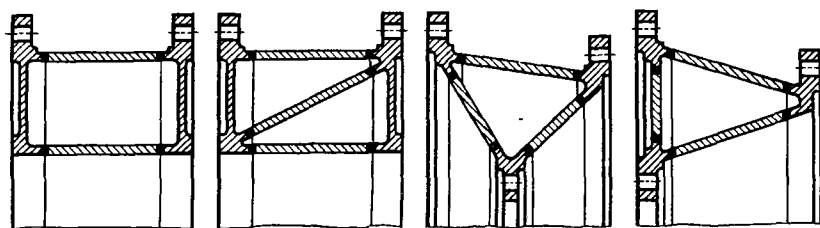


Рис. 137. Усиление отсеков коническими элементами

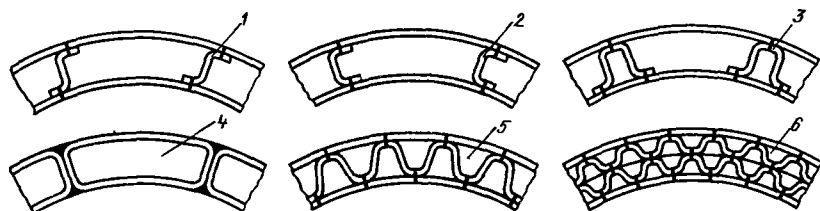


Рис. 138. Повышение продольной жесткости отсеков

ментов 11, 12 увеличивает не только радиальную, но и продольную жесткость.

На рис. 137 показаны отсеки, усиленные коническими элементами.

Продольную жесткость отсекам придают с помощью связей 1–3, расположенных вдоль образующих (рис. 138), или выполнением отсека из нескольких сегментов 4. Наибольшей жесткостью и прочностью обладают гофрированные 5 и сотовые 6 конструкции.

Спиральные и зигзагообразные ребра (рис. 139) увеличивают наряду с продольной

и поперечной жесткостью также жесткость на кручение; их изготовление, однако, труднее, чем прямых продольных ребер.

Двойные отсеки соединяют с помощью наружных (рис. 140, а) и внутренних (рис. 140, б) фланцев. Последние обеспечивают большую жесткость и значительно снижают радиальные размеры конструкций.

При установке болтов изнутри необходимо предусматривать во внутренней стенке отверстия, достаточные для ввода, установки и заворачивания болтов.

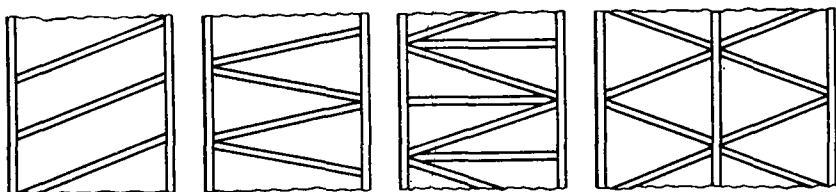


Рис. 139. Оребрение оболочковых конструкций, работающих на кручение

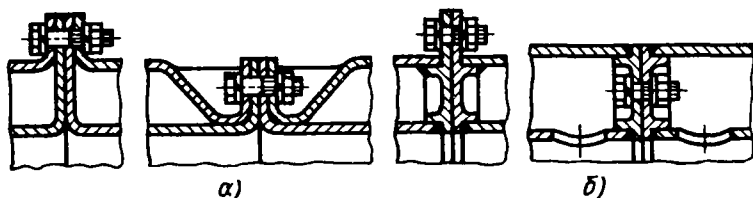


Рис. 140. Соединение оболочковых отсеков

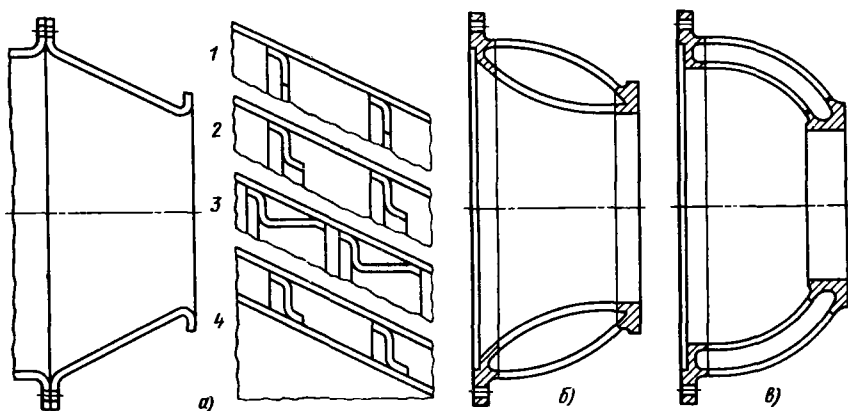


Рис. 141. Повышение жесткости конических оболочковых деталей

Конические отсеки (рис. 141, а) усиливают, вводя кольцевые пояса жесткости 1, 2, 3, выполняя отсеки двустенными 4 и придавая стенкам сводчатые формы (рис. 141, б). На рис. 141, в показана конструкция двустенной сферической консольной детали.

Оболочковые конструкции с пространственными решетками. Наиболее высокую жесткость оболочковым системам можно придать заполнением пространства между оболочками равномерно распределенными элементами жесткости, связывающими все их участки и превращающими систему в пространственную решетку, работающую как одно целое. Появление прочных синтетических смол и клеев позволяет до некоторой степени приблизиться к решению этой задачи.

Применяют две основные конструкции: пенопластовые и сотовые.

В первом случае полости между металлическими оболочками заполняют вспенивающимися пластиками на основе термореактивных или отверждающихся смол. Пластики вводят в жидком виде с добавлением газообразующих веществ и эмульгаторов. При нагреве до 150–200°C состав вспенивается и затвердевает, образуя пористую массу с объемом пор до 80–90% и плотностью $(0,1–0,2) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Прочность, жесткость и устойчивость систем в целом значительно увеличиваются, хотя и не до такой степени, как в случае введения металлических пространственных связей. Эту систему обычно применяют в сочетании с металлическими связями, поперечными (нервюры, шангуты) и продольными (лонжероны, стрингеры).

Сотовые конструкции изготовляют соединением тисенных в виде пчелиных сот хлопча-

тобумажных или стеклянных тканей, пропитанных терморезактивными или отверждающимися смолами. Покровные оболочки делают из листов того же материала или металлических листов. Размер ячеек сот обычно 8–15 мм.

Более высокой прочностью и жесткостью обладают металлические соты, получаемые склеиванием тисненых металлических листов,

покрытых пленкой из фенолнеопреновых клеев или клеев на основе модифицированных эпоксидов. Эти же клеи служат для присоединения к сотам покровных металлических оболочек. Прочность сотовых конструкций зависит от прочности клеевых соединений (у наиболее прочных синтетических клеев сопротивление сдвигу составляет 20–50 МПа, отрыву 50–100 МПа).

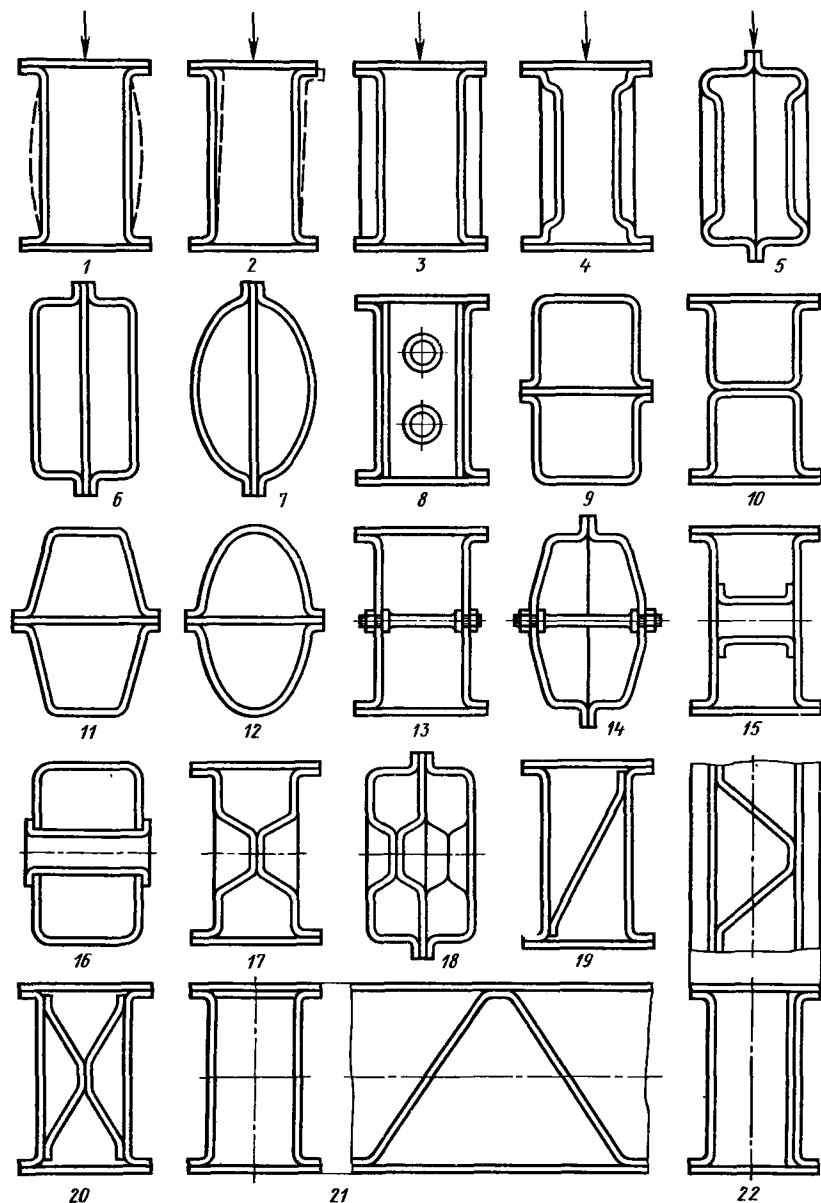
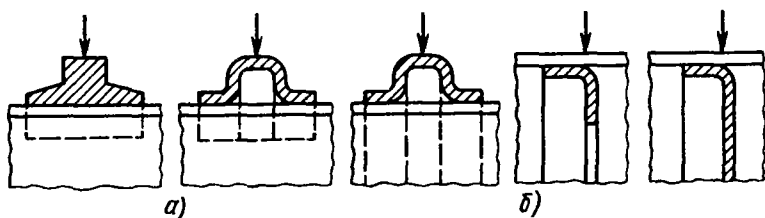


Рис. 142. Увеличение жесткости и устойчивости тонкостенных балок

Рис. 143. Усиление участков приложения сил



Стальные листы можно соединять более прочным способом — лечной пайкой бронзовыми сплавами в вакууме или восстановительной атмосфере.

Новые возможности создания металлических сотовых конструкций открывает метод сварки острофокусированным электронным лучом. Поток электронов высокой энергии проникает через довольно большую толщину металла. Сварочная температура возникает только в фокусе; остальные зоны не вызывают существенного нагрева материала. Это позволяет сваривать стыки на любой глубине конструкции при одном и том же положении сварочного аппарата. Сварочную зону вглубь перемещают перефокусировкой луча с помощью собирательных электромагнитных катушек, а в поперечном и продольном направлениях — с помощью отклоняющих катушек. Таким образом можно последовательно проварить все внутренние стыки конструкции.

Устойчивость оболочковых конструкций. Увеличение габаритных размеров и уменьшение толщины стенок выдвигают на первый план повышение поперечной жесткости и предотвращение потери устойчивости конструкций. В случае тонкостенных балок закрытого профиля задача состоит в предупреждении прогиба вертикальных стенок 1 (рис. 142) и перекоса профиля 2 под действием нагрузок.

Прогиб стенок предотвращают введением ребер 3, выбивкой рельефов 4, 5, установкой продольных вертикальных связей 6, 7. Более эффективным является введение поперечных

вертикальных 8 и продольных горизонтальных 9–12 перегородок, анкерных болтов 13, 14, трубчатых связей 15, 16, соединение стенок пуклевками 17, 18. Общую жесткость профиля увеличивают диагональными связями 19, 20 и косыми перегородками, расположенными змейкой 21, 22.

Усиление участков приложения сосредоточенных сил. При конструировании тонкостенных деталей следует уделять особое внимание участкам приложения сосредоточенных сил. Недостаточная жесткость этих участков может вызвать местную деформацию стенок и сделать конструкцию неработоспособной.

Для цилиндрических оболочковых деталей простейшим способом является введение накладок, распределяющих силу на большую поверхность (рис. 143, а). Более эффективно применение поясов жесткости и перегородок (рис. 143, б), вводящих в работу полное сечение детали.

Прогиб тонкостенных деталей 1 на участке расположения крепежных болтов (рис. 144) предупреждают установкой шайб 2 большого диаметра, отбортовкой стенки 3, 4, введением усиливающих элементов 5–8. Наиболее целесообразный способ — восприятие сил затяжки распорными элементами, например трубчатыми колонками 9, работающими на сжатие.

На рис. 145 показано соединение тонкостенной крышки с корпусной деталью с помощью невыпадающего болта. В исходной конструкции 1 стенка крышки деформируется даже при

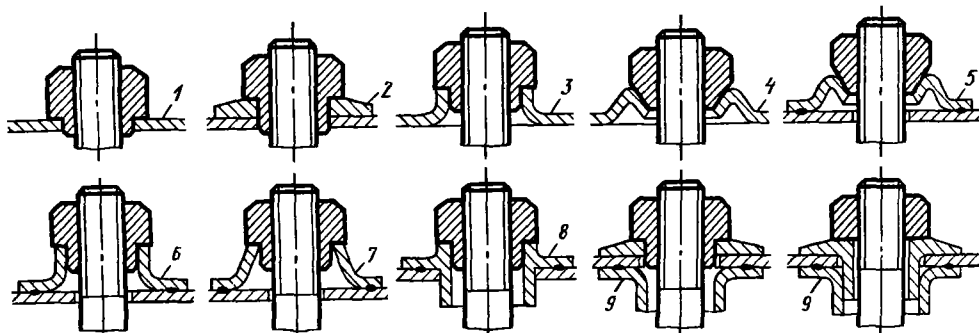


Рис. 144. Усиление крепежных деталей

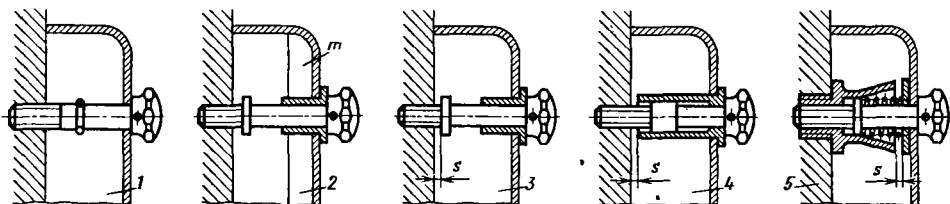


Рис. 145. Крепление крышки к корпусу

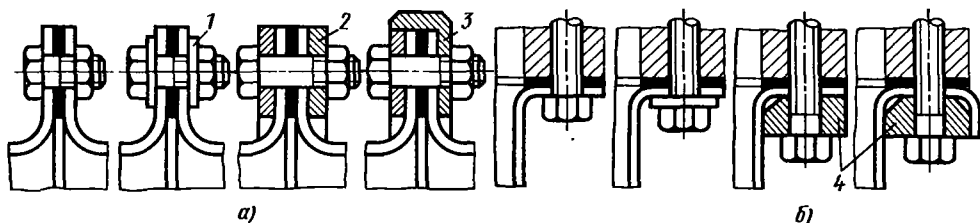


Рис. 146. Усиление стыков тонкостенных деталей

слабой затяжке. В конструкции 2 слабый за-
сток подкреплен приварными ребрами m .

Другой способ уменьшения прогиба — огра-
ничение затяжки заранее установленным за-
зором s (конструкции 3—5). В конструкции 5
ограничителю придан конус-ловитель, облег-
чающий введение нарезного конца болта при
установке крышки. Пружина служит для под-
держания болта в требуемом положении при
отнятой крышке.

Стыки листовых конструкций. Жесткость
стыков тонкостенных деталей играет большую
роль особенно в тех случаях, когда стыки дол-
жны быть герметичными.

При фланцевом соединении двух тонко-
стенных цилиндрических деталей большого
диаметра (рис. 146, *а*) герметичной затяжки на
участках между болтами из-за нежесткости
фланцев достичь невозможно. Мало помогает
уменьшение шага болтов и установка шайб 1
под головки болтов и гайки. Добиться герме-
тичности стыка можно введением накладных
2 или приварных массивных 3 колец. В случае
крепления штампованного из листовой стали
поддона к корпусной детали (рис. 146, *б*) герме-
тичную затяжку обеспечивают отбортовкой
фланца, введением массивной рамки 4 по кон-

туру фланца, прихваченной к поддону точеч-
ной сваркой.

Рельефы жесткости. Для увеличения жестко-
сти на стенках выбивают рельефы, формы кото-
рых показаны на рис. 147. При холодном
штамповании рельефам рекомендуется прида-
вать высоту не более $(3-5)s$, где s — толщина
материала. Рельефы большой высоты нужно
штамповать в несколько приемов с промежу-
точным отжигом, что удорожает производ-
ство. При горячем штамповании возможно
применение рельефов большой высоты и про-
тяженности. Помимо повышения прочности и
жесткости в силу чисто геометрических соот-
ношений (увеличение моментов сопротивления
и инерции сечений), рельефы, выбиваемые
в холодную, увеличивают прочность благодаря
нагартовке металла.

Рельефные валики следует располагать
вдоль плоскости действия изгибающего мо-
мента (рис. 148, *а*). Обратное расположение
(рис. 148, *б*) не увеличивает жесткости, а напро-
тив, делает деталь более податливой. Рельефы
должны быть направлены к узлам жесткости
системы. Наилучшим расположением валиков
для прямоугольных пластин является диаго-
нальное (рис. 148, *в*).

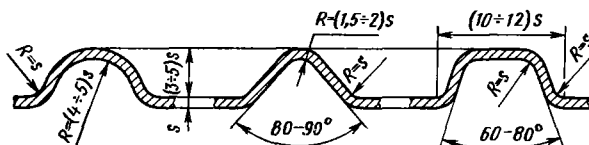


Рис. 147. Рельефы жесткости

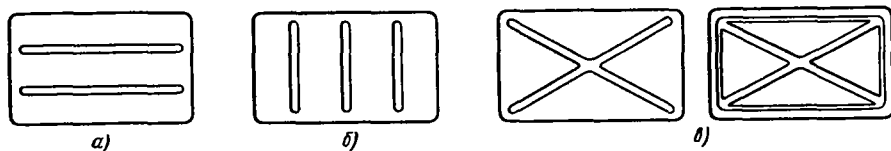


Рис. 148. Рельефы жесткости на прямоугольной крышке

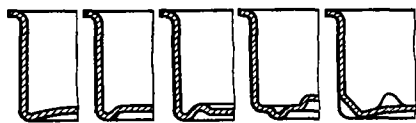


Рис. 149. Увеличение жесткости дна тонкостенных цилиндрических деталей

Придание вогнутой формы днищам цилиндрических тонкостенных сосудов (рис. 149) увеличивает жесткость, улучшает устойчивость и придает определенность установке сосудов на плоскости. Эффективным способом увеличения жесткости углов перехода от обечайки к днищу являются местные выдавки треугольной формы.

На рис. 150 показаны приемы усиления кромок цилиндрических обечаек отбортовкой.

Облегчающие отверстия. С целью уменьшения массы в тонкостенных конструкциях часто делают облегчающие отверстия. Для увеличения местной жесткости, уменьшения концентрации напряжений и повышения циклической

прочности, сниженной воздействием вырубного инструмента, кромки отверстий усиливают отбортовкой (рис. 151, а), подвивкой кромок (рис. 151, б и в), обжимом кромок (рис. 151, г), введением усиливающих накладок (рис. 151, д).

Высоту h при отбортовке вхолдную с одной операции можно принимать $h = (0,15 \div 0,25)D$. Более высокие отбортовки, а также отбортовки с подвивкой требуют нескольких последовательных операций с промежуточным отжигом.

Эффективным средством увеличения сопротивления усталости материала возле отверстий является двустороннее обжатие кромок по контуру отверстия с помощью чеканов скругленного профиля (рис. 152).

Резервуары. Резервуары 1 прямоугольной формы (рис. 153) невыгодны, так как под действием давления стенки выпучиваются (штриховая линия). При таких формах обязательно введение поперечных перегородок жесткости 2. Большой жесткостью обладают овальные 3, эллиптические 4, 5 и особенно цилиндрические 6 резервуары. При усилении цилиндрических

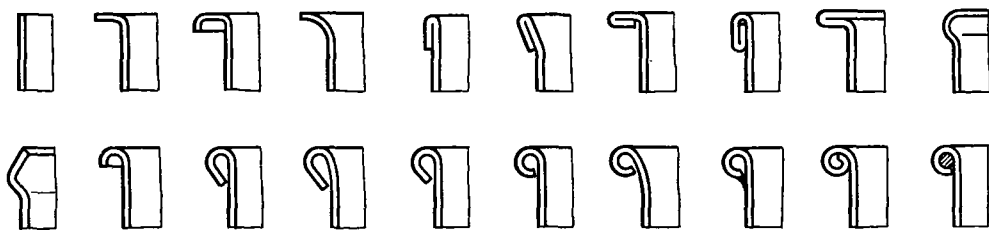


Рис. 150. Отбортовка кромок

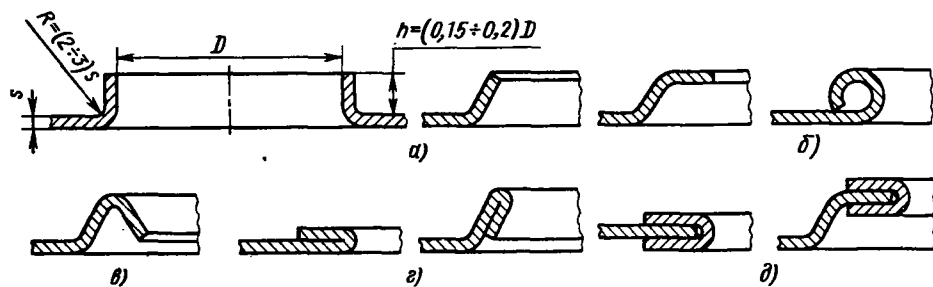


Рис. 151. Усиление кромок отверстий

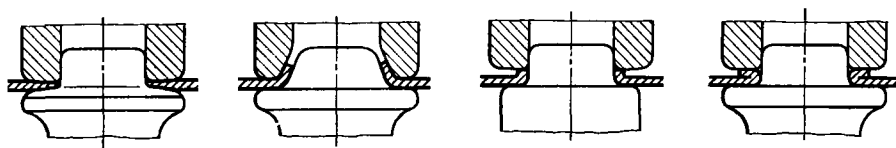


Рис. 152. Чеканка кромок

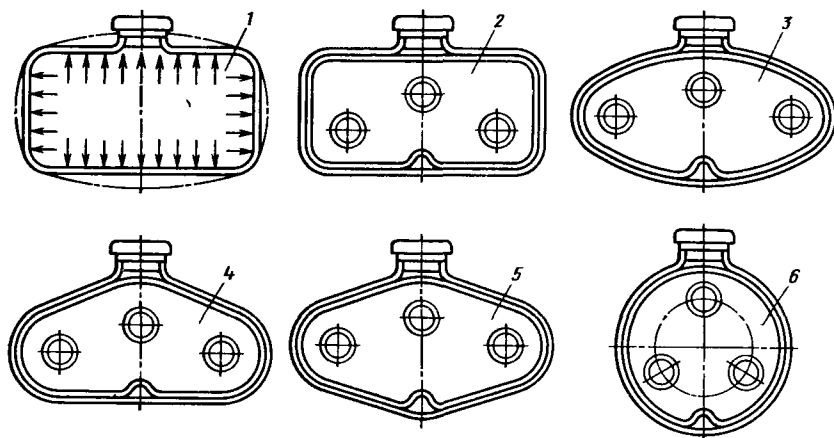


Рис. 153. Увеличение жесткости резервуаров

резервуаров наружными ребрами следует учитывать направление деформации стенок.

Напряжения растяжения в сечении по образующим

$$\sigma_1 = \frac{pD}{2s},$$

где p — внутреннее давление; D — диаметр резервуара; s — толщина стенки (рис. 154).

Напряжения в поперечных сечениях

$$\sigma_2 = \frac{p\pi D^2}{4\pi Ds} = 0,5\sigma_1,$$

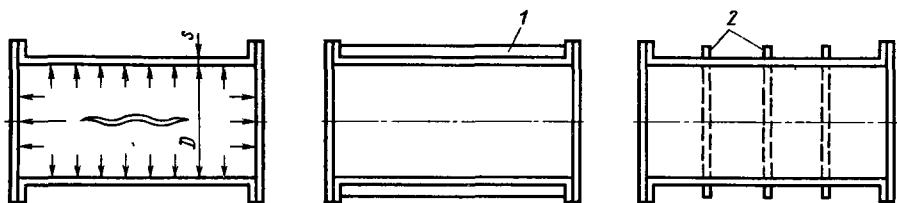


Рис. 154. Расположение ребер на стенках резервуаров

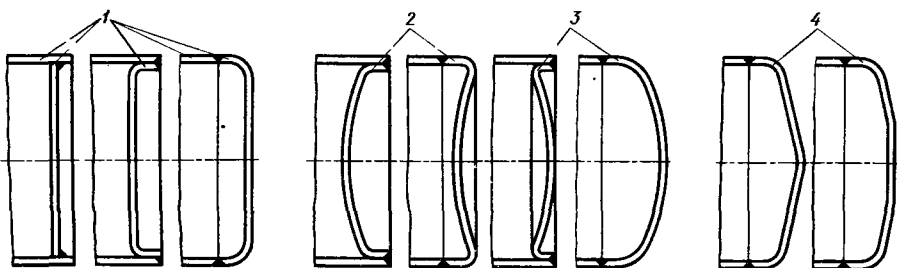


Рис. 155. Формы днищ

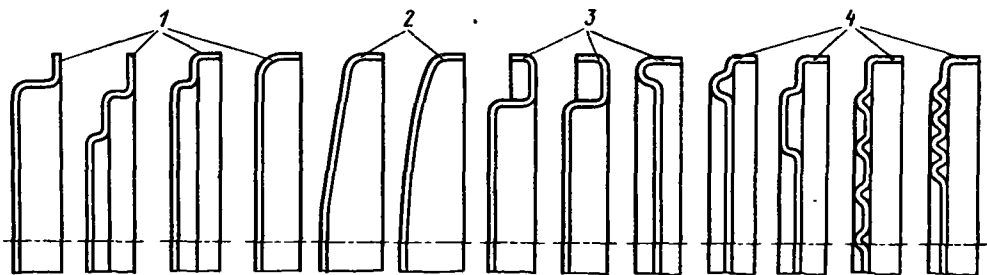


Рис. 156. Формы щитков

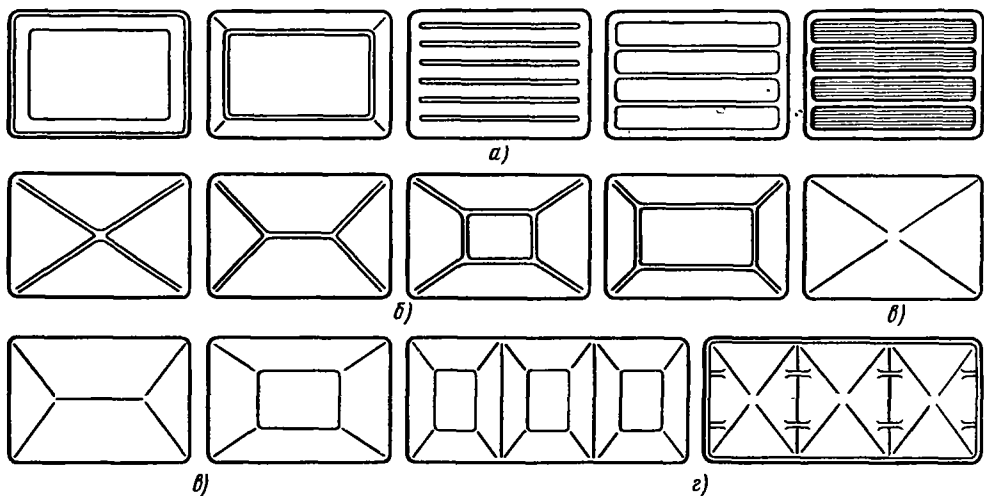


Рис. 157. Формы щитков в плане

т. е. в 2 раза меньше, чем по образующим. По этой причине резервуары всегда разрушаются по образующим.

Продольные ребра 1 увеличивают жесткость и прочность резервуара незначительно — в меру своего сопротивления изгибу в продольной плоскости. Выгоднее применять кольцевые ребра 2, работающие на растяжение.

Плоские днища 1 (рис. 155) при высоких внутренних давлениях неприемлемы. Более жесткими и прочными являются вогнутые днища 2. Однако их деформация под действием давления вызывает распор обечайки и создает в ней дополнительные напряжения изгиба. Кроме того, вогнутые днища заметно уменьшают рабочий объем резервуара. Выпуклые днища 3 и близкие к ним конические 4, напротив, сдерживают радиальные деформации обечайки.

Щитки. Жесткость крышек, щитков, панелей и подобных им деталей увеличивают приданием коробчатых 1 (рис. 156) и выпуклых 2 форм, отбортовкой 3, выбивкой рельефов 4.

На рис. 157, а показаны формы щитков (в плане) с прямоугольным и диагональным (рис. 157, б) рисунком рельефа и пирамидальные (рустированные) крышки (рис. 157, в). Выбор формы и рисунка рельефа часто определяется требованиями эстетики, особенно в тех случаях, когда щиток находится на виду. Красивы и достаточно жестки рустированные щитки.

Щитки большой протяженности делят на ряд отсеков (рис. 157, з), каждый из которых усиливают описанными выше приемами. Для увеличения продольной жесткости отсеки связывают между собой рамкой или продольными рельефами.

5. СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ¹

Детали, подвергающиеся длительной повторно-переменной нагрузке, разрушаются при напряжениях значительно меньших предела прочности материала при статическом нагружении. Это имеет большое значение для современных быстроходных машин, детали которых работают в условиях циклических нагрузок при общем числе циклов, достигающем за весь период службы машины многих миллионов. Как показывает статистика, около 80% поломок и аварий, происходящих при эксплуатации машин, вызвано усталостными явлениями. Поэтому проблема сопротивления усталости является ключевой для повышения надежности машин.

Циклические нагрузки выражены наиболее явно в машинах и механизмах с поступательно-возвратным движением звеньев (поршневые машины, кулачковые механизмы). Однако и в ротативных машинах неизбежны циклические нагрузки, например, вследствие дисбаланса, радиальных и торцовых биений роторов и т. п.

В редких современных машинах нет зубчатых передач, зубья которых всегда подвержены циклическим нагрузкам. Валы, работающие под нагрузкой постоянного направления (валы зубчатых, ременных и цепных передач), также подвергаются циклическому нагружению.

Например, в случае двухопорного вала зубчатого колеса (рис. 158) сила привода P , передаваясь на вал, вызывает его изгиб, плоскость которого остается постоянной. За один оборот вала эту плоскость последовательно пересекают точки 1, 2, 3, 4. При каждом обороте цикл повторяется. Таким образом, несмотря на постоянство модуля силы, здесь имеет место чисто циклическое нагружение.

В современных машинах статические нагрузки встречаются как исключение. В большинстве случаев нагрузки изменяются циклически с большей или меньшей частотой и амплитудой.

Число циклов нагрузок, которые материал выдерживает до разрушения, зависит от максимального напряжения и интервала между крайними значениями напряжений цикла. По мере уменьшения напряжений число циклов до разрушения увеличивается и при некотором достаточно малом напряжении становится неограниченно большим. Это напряжение, называемое *пределом выносливости*, кладут в основу прочностного расчета деталей, подверженных циклическим нагрузкам.

Предел выносливости определяют построением кривых усталости. На оси абсцисс откладывают число N циклов, на оси ординат — найденные испытанием стандартных образцов максимальные напряжения σ цикла, вызывающие разрушение за время, соответствующее данному числу циклов. Разрушающее напряжение в области малых N близко к показателям статической прочности. По мере увеличения числа циклов эта величина снижается и при некотором числе циклов стабилизируется. Ордината σ_D горизонтального участка кривой усталости является пределом выносливости.

Кривые усталости строят в координатах $\sigma - N$ (рис. 159, а), полулогарифмических $\sigma - \lg N$ (рис. 159, б) и логарифмических $\lg \sigma - \lg N$ (рис. 159, в).

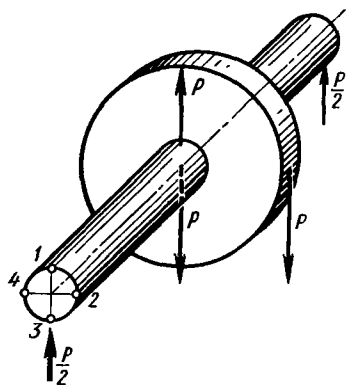


Рис. 158. Циклические нагрузки в вале зубчатого колеса

¹ Основные понятия и определения нормированы ГОСТ 23207-78.

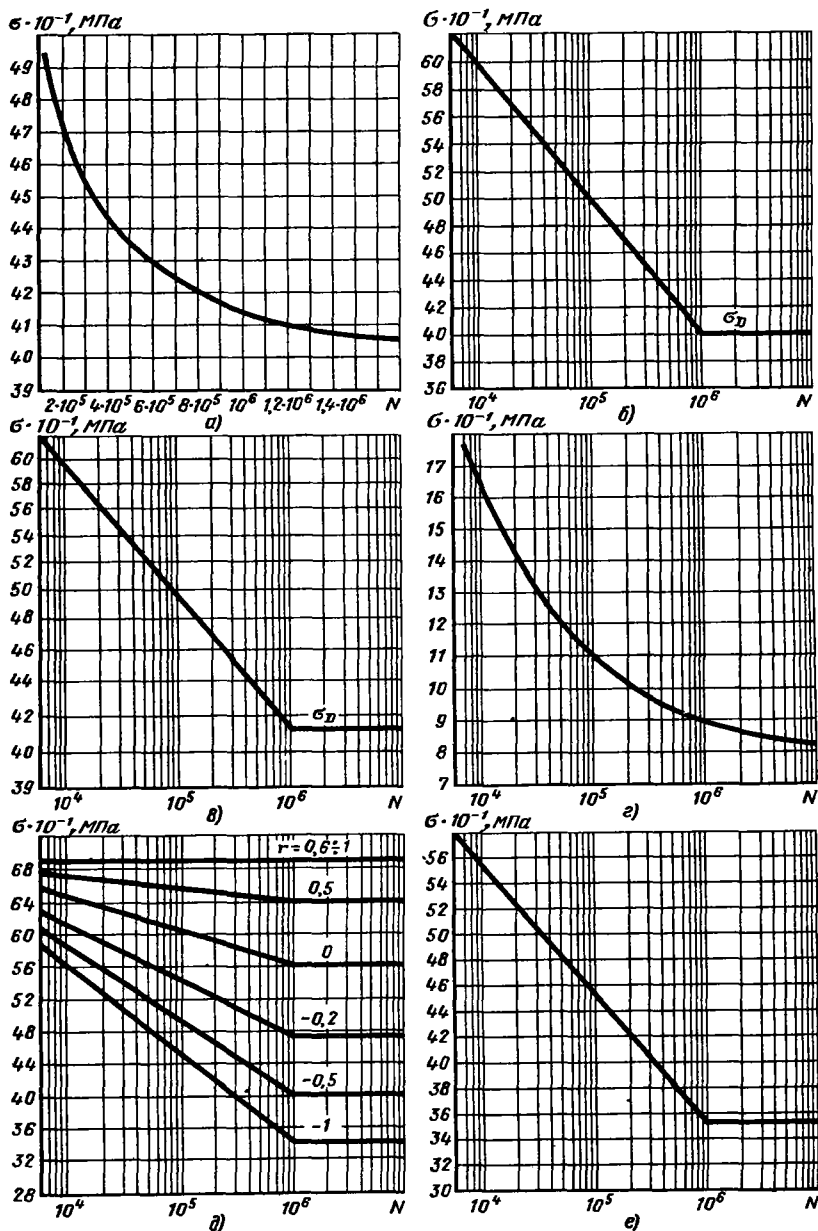


Рис. 159. Диаграммы усталости

— $\lg N$ (рис. 159, в). Первый способ сейчас почти не применяют, потому что он не позволяет выяснить форму кривой усталости в области малых и больших чисел циклов. Чаще всего пользуются полулогарифмическими координатами.

Предел выносливости большинства конструкционных сталей определяют при $10^6 - 10^7$

циклов. Эти значения берут за базу испытаний. Для цветных сплавов, например алюминиевых, число перемен нагрузок гораздо выше ($10^7 - 10^8$ циклов). Даже после этого часто наблюдается дальнейшее медленное падение разрушающего напряжения (рис. 159, г), откуда можно заключить, что предела в указанном выше смысле для этих металлов не суще-

ствует. В таких случаях определяют предел ограниченной выносливости, как напряжение, не вызывающее разрушения образца при определенном числе циклов (обычно $5 \cdot 10^7$ циклов).

Не существует также четко выраженных пределов выносливости при контактных напряжениях, циклическом нагружении в условиях повышенных температур и при работе деталей в коррозионных средах. Разрушающее напряжение в этих условиях непрерывно падает с увеличением числа циклов. Отмечено также отсутствие отчетливо выраженного предела выносливости у деталей большого размера, что объясняется присущей таким деталям неоднородностью механических свойств по сечениям.

Обычно испытания проводят при симметричных знакопеременных циклах (коэффициент асимметрии цикла $r = -1$), у которых амплитуда напряжений наибольшая, а предел выносливости наименьший (рис. 159, д, нижняя линия). С повышением r пределы выносливости возрастают и при значениях r , близких к единице (колебания малой амплитуды), становятся практически постоянными (верхняя линия) и равными показателю статической прочности.

Влияние асимметрии цикла комплексно отражают наиболее удобные для практического пользования кривые усталости в координатах $\sigma_a - N$, где σ_a — предельные амплитуды циклов (рис. 159, е).

Развитие усталостных повреждений схематически представлено на рис. 160. На первых стадиях нагружения возникают, сначала в отдельных кристаллических объемах, пласти-

ческие сдвиги, не обнаруживаемые обычными экспериментальными методами (светлые точки). С повышением числа циклов и уровня напряжений сдвиги охватывают все большие объемы и переходят в субмикроскопические сдвиги, наблюдаемые с помощью электронных микроскопов (точки со штрихами). При определенном числе циклов и уровне напряжений (кривая 1) образуется множество трещин, видимых под оптическим микроскопом (заштрихованные точки). Начало образования металлографически обнаруживаемых трещин условно считают порогом трещинообразования. У низколегированных и углеродистых сталей первые трещины появляются при напряжениях, равных 0,7—0,8 разрушающего напряжения; у высоколегированных сталей и сплавов алюминия и магния микротрещины обнаруживаются уже при напряжениях, равных 0,4—0,6 разрушающего напряжения. Порог трещинообразования снижается с укрупнением зерна.

Микротрещины могут длительное время оставаться в пределах кристаллических объемов (нераспространяющиеся трещины), не вызывая заметного снижения прочности.

С приближением напряжений к пределам выносливости развитие трещин вступает в критическую фазу (кривая 2); микротрещины, прогрессивно расширяясь, превращаются в макротрещины (полужаженные точки), которые приводят к разрушению (черные точки на кривой 3). Практический предел выносливости лежит несколько ниже кривой 2, которая в зависимости от свойств и кристаллического строения металла соответствует напряжениям, равным 0,8—0,9 разрушающего напряжения.

ЦИКЛЫ НАПРЯЖЕНИЙ

Различают следующие основные циклы напряжений:

симметричный знакопеременный — наибольшее и наименьшее напряжения противоположны по знаку и одинаковы по числовому значению (рис. 161, а);

асимметричный знакопеременный — наибольшее и наименьшее напряжения противоположны по знаку и неодинаковы по числовому значению (1, б);

отнулевой (пульсирующий) — напряжения изменяются от нуля до максимума (1, в);

знакопостоянный — наибольшее и наименьшее напряжения одинаковы по знаку (1, г);

сложные — разнообразные сочетания перечисленных выше циклов (1, д).

Основные характеристики циклов:

период цикла — продолжительность одного цикла;

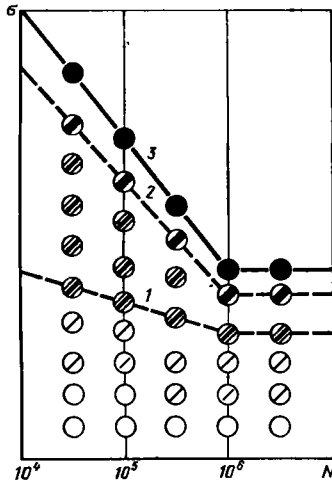


Рис. 160. Схема возникновения усталостных трещин

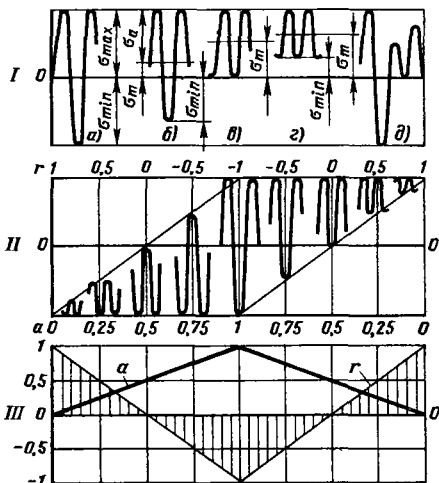


Рис. 161. Характеристики циклов

частота циклов — число циклов в единицу времени (величина обратная периоду цикла).

σ_{\max} — наибольшее по алгебраическому значению напряжение цикла (растягивающие напряжения считаются положительными, сжимающие — отрицательными);

σ_{\min} — наименьшее по алгебраическому значению напряжение цикла;

$\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ — среднее напряжение цикла;

$\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ — амплитуда напряжений цикла (величину $2\sigma_a$ называют размахом напряжений цикла);

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ — коэффициент асимметрии цикла напряжений.

Напряжения цикла берут с их знаком.

Значения r для различных циклов приведены на рис. 161, II (верхняя шкала). При симметричных циклах $r = -1$; отнулевых $r = 0$; асимметричных знакопеременных $0 > r > -1$; знакопостоянных $0 < r < 1$.

Пределы выносливости для симметричных циклов обозначают индексом «-1» (например, σ_{-1} ; τ_{-1}), для отнулевых — индексом «0» (например, σ_0 ; τ_0).

В качестве характеристики цикла можно применять коэффициент амплитуды, представляющий собой отношение амплитуды напряжений $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ к максимальному напряжению цикла σ_{\max} :

$$a = \frac{\sigma_a}{\sigma_{\max}} = 0,5 \left(1 - \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right) = 0,5(1 - r). \quad (57)$$

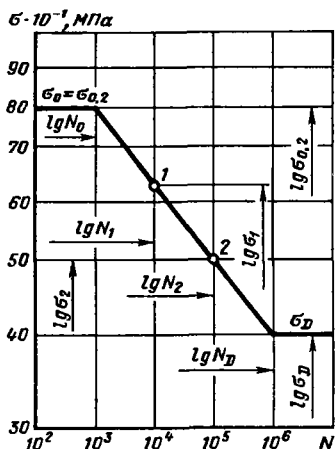
Величина a колеблется от 1 (симметричные циклы) до 0 (статическая нагрузка) и имеет постоянный знак для всех циклов (рис. 161, III, жирная линия). Пределы выносливости обозначают соответствующим буквенным символом с цифровым индексом a (например, σ_1 ; $\sigma_{0,5}$; $\sigma_{0,25}$ — пределы выносливости соответственно для симметричного, отнулевого и знакопостоянного цикла с $a = 0,25$).

Наиболее распространен способ определения предела выносливости при циклическом симметричном изгибе по Велеру. Консольный или двухопорный образец, вращающийся вокруг собственной оси с постоянной частотой, нагружают постоянной по направлению силой. За каждый оборот все точки поверхности образца в опасном сечении один раз проходят через зону максимального напряжения растяжения и один раз — через зону максимального напряжения сжатия, проделывая полный цикл знакопеременного симметричного изгиба. Частота циклов равна частоте вращения образца в единицу времени; суммарное число оборотов до разрушения равно разрушающему числу циклов. Такой вид изгибного нагружения (круговой изгиб) свойствен многим машиностроительным деталям (например, валам зубчатых колес, ременных и цепных передач).

Условия работы материала при этом виде нагружения существенно отличаются от другого часто встречающегося вида нагружения — плоского изгиба (нагружение неподвижной детали симметричной циклически изменяющейся нагрузкой постоянного направления). В последнем случае усталостному нагружению подвергаются только две диаметрально противоположные зоны, расположенные в плоскости действия изгибающего момента. При круговом же изгибе последовательно нагружаются все периферийные зоны сечения. Здесь напряжения растяжения-сжатия, перемещаясь по периферии образца серповидно-охватывающим движением, затрагивают всю периферию образца. Каждая точка поверхности образца в опасном сечении, помимо максимальных напряжений, возникающих при переходе ее через плоскость изгибающего момента, дополнительно подвергается действию последовательно подходящих и уходящих напряжений при вращении образца.

Кроме того, при круговом изгибе напряжения, перекрывая всю периферию сечения образца, находят в нем наиболее слабые точки, становящиеся источником усталостных трещин, тогда как на неподвижном образце слабые точки не обязательно находятся в плоскости действия изгибающего момента.

С другой стороны, при круговом изгибе участки материала, выходя из нагруженных

Рис. 162. Определение показателя степени m

зон, подвергаются периодическому тепловому отдыху. При плоском изгибе нагруженные участки работают непрерывно.

Совершенно различны условия работы образцов с концентраторами типа шпоночных канавок и поперечных отверстий. При плоском изгибе концентратор, расположенный в плоскости изгиба, постоянно находится в зоне изгиба, попеременно подвергаясь напряжениям растяжения и сжатия и испытывая один раз за цикл тепловой отдых. При круговом изгибе концентратор периодически выходит из зоны изгиба, дважды за цикл (во время пересечения нейтральной оси), испытывая тепловой отдых.

ОГРАНИЧЕННАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Нисходящая ветвь кривой усталости соответствует области ограниченной долговечности. По ней можно определить долговечность (в циклах), которую будут иметь детали, нагруженные напряжениями, превосходящими предел выносливости, или напряжения, являющиеся предельными при заданной долговечности.

На основании логарифмической кривой усталости (рис. 162) для произвольных точек 1 и 2 ее нисходящей ветви

$$\frac{\lg N_2 - \lg N_1}{\lg \sigma_1 - \lg \sigma_2} = \frac{\lg \frac{N_2}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}} = \text{ctg } \alpha, \quad (58)$$

где α — угол наклона ветви.

Обозначая $\text{ctg } \alpha = m$, получаем из формулы (57)

$$\lg \frac{N_2}{N_1} = m \lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}. \quad (59)$$

Потенцируя, находим

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1} \right)^m. \quad (60)$$

В частном случае, когда точка 1 совпадает с начальной точкой ветви ($\sigma_1 = \sigma_{0,2}$; $N_1 = N_0$), а точка 2 — с конечной ($\sigma_2 = \sigma_D$; $N_2 = N_D$), величина m согласно формуле (57)

$$m = \text{ctg } \alpha = \frac{\lg \frac{N_D}{N_0}}{\lg \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_D}}. \quad (61)$$

Например, на рис. 162 $N_D = 10^6$; $N_0 = 10^3$; $\sigma_{0,2}/\sigma_D = 2$ и

$$m = \frac{\lg 10^3}{\lg 2} = \frac{3}{0,3} = 10,$$

т. е. $\lg \alpha = 0,1$ и $\alpha = 6^\circ$.

Фактический угол наклона α' кривой усталости зависит от соотношения a масштабов по оси ординат и абсцисс:

$$\text{ctg } \alpha' = \frac{\text{ctg } \alpha}{a}.$$

На рис. 162 масштаб по оси ординат в 12,5 раза больше, чем по оси абсцисс ($a = 12,5$), т. е. $\text{ctg } \alpha' = 10/12,5 = 0,8$ и $\alpha' = 50^\circ$.

По кривым усталости (логарифмическим и полулогарифмическим) величину m проще всего определять по численным значениям σ , соответствующим базовому отрезку $N_2 - N_1 = 10$ на оси абсцисс. Например, на рис. 159, б для $N_2 = 10^6$ и $N_1 = 10^5$ величины $\sigma_2 = 500$; $\sigma_1 = 400$ МПа. Следовательно, согласно формуле (59)

$$m = \frac{\lg 10}{\lg \frac{500}{400}} = \frac{1}{0,0969} = 10,3.$$

Значения m колеблются в значительных пределах в зависимости от свойств материала, формы детали и коэффициента асимметрии цикла. При $r = -1$ у гладких образцов $m = 8 \div 15$; у деталей с концентраторами напряжений $m = 3 \div 8$. Величина m может до известной степени служить мерилем сопротивления материала усталости. Чем меньше значение m (чем круче наклон кривой усталости), тем меньше долговечность деталей при напряжениях, превосходящих предел выносливости, и, как правило, меньше предел выносливости.

На ограниченную долговечность рассчитывают детали, изготовленные из материалов, не обладающих отчетливо выраженным пределом выносливости или имеющих круто падающую кривую усталости (концентрационночувствительные материалы), а также детали, которым по условиям габарита или массы нельзя придать размеры, определяемые пределом выносливости. Так же рассчитывают машины и механизмы, работающие с низкой

частотой циклов, и механизмы, у которых периоды работы чередуются с длительными перерывами или работой при малых нагрузках (грузоподъемные машины периодического действия), т. е. механизмы, у которых общее число циклов за весь период службы меньше числа циклов, соответствующего пределу выносливости.

Детали, подверженные высокочастотным нагрузкам непрерывного действия, рассчитывают по пределу выносливости с запасом прочности. Превышение предела выносливости резко сокращает их долговечность.

Пусть механизм работает при 2000 об/мин, т. е. детали его подвергаются 2000 циклам в минуту.

Ограниченная долговечность определяется на основании формулы (60). При $N_2 = N_D$ и $\sigma_2 = \sigma_D$

$$N = N_D \left(\frac{\sigma_D}{\sigma} \right)^m.$$

Принимая $N_D = 10^6$ циклов и $m = 5$, находим значения долговечности при напряжениях, равных 1,5; 1,2 и 1,1 предела выносливости:

σ/σ_D	1,5	1,2	1,1	1
Долговечность	1,1 ч	3,3 ч	5 ч	Неограниченная

Как видно, самое незначительное повышение расчетных напряжений сверх предела выносливости, не давая практически никакого массового или габаритного выигрыша, приводит к существенному снижению долговечности.

ПРЕДЕЛЫ ВЫНОСЛИВОСТИ

Предел выносливости не является постоянной, присущей данному материалу характеристикой, и подвержен гораздо большим колебаниям, чем механические характеристики при статическом нагружении. Он зависит от условий нагружения, типа цикла, в частности, от степени его асимметрии, формы и размеров детали, технологии ее изготовления, состояния поверхности и других факторов.

Таким образом, при испытании на усталость стандартных образцов определяется собственно не предел выносливости материала, а предел выносливости образца, изготовленного из данного материала. При переходе от образца к реальной детали следует вводить ряд поправок; учитывающих форму и размеры детали, состояние ее поверхности и т. д. В связи с этим возникло понятие сопротивление усталости детали. В этом понимании предел выносливости далеко отходит от первоначального понятия как характеристики материала, хотя предел выносливости, определенный на стандартных образцах, по-прежнему приводят в числе основных прочностных показателей материала.

Появилось также понятие сопротивление усталости узлов (резьбовых соединений, соединенных с натягом и других сборных конструкций). Таким образом, в понятие сопротивления усталости вводят не только факторы свойств материала и геометрической формы деталей, но и факторы взаимодействия со смежными деталями.

Пределы выносливости на изгиб имеют минимальное значение при симметричном знакопеременном цикле, повышаются с увеличением степени его асимметрии, возрастают в области пульсирующих нагрузок, а с уменьшением амплитуды пульсаций приближаются к показателям статической прочности материала. Пределы выносливости при растяжении примерно в 1,1–1,5 раза больше, а при кручении в 1,5–2 раза меньше, чем в случае симметричного знакопеременного изгиба.

Между характеристиками сопротивления усталости и статической прочности нет определенной зависимости. Наиболее устойчивые соотношения существуют между σ_{-1} (пределом выносливости на изгиб с симметричным циклом) и σ_B (пределом прочности), а также $\sigma_{0,2}$ (условным пределом текучести) при статическом растяжении.

По опытным данным, эти соотношения следующие:

для сталей

$$\sigma_{-1} = (0,2 \div 0,3) \sigma_B \left(1 + \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} \right);$$

для стальных отливок, высокопрочного чугуна и медных сплавов $\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,4) \sigma_B$;

для алюминиевых и магниевых сплавов $\sigma_{-1} = (0,25 \div 0,50) \sigma_B$;

для серого чугуна $\sigma_{-1} = (0,3 \div 0,6) \sigma_B$.

На основании обработки результатов испытаний на усталость улучшенных конструкционных сталей Шимек получил следующие зависимости (рис. 163) пределов выносливости от предела прочности:

на растяжение-сжатие при симметричном цикле

$$\sigma_{-1} = 0,33\sigma_B + 1,25;$$

на растяжение-сжатие при пульсирующем цикле

$$\sigma_0 = 0,58\sigma_B + 2,3;$$

на изгиб при симметричном цикле

$$\sigma_{-1B} = 0,4\sigma_B + 5,7;$$

на кручение при симметричном цикле

$$\tau_{-1} = 0,2\sigma_B + 4,8;$$

на кручение при пульсирующем цикле $\tau_0 = 0,25\sigma_B + 24$.

Пределы выносливости при симметричном цикле связаны между собой следующими

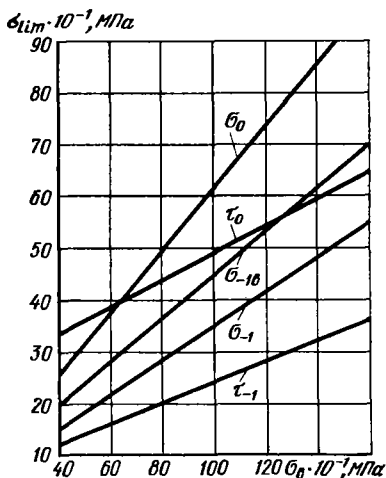


Рис. 163. Пределы выносливости для различных видов нагружения (по Шимеку)

ориентировочными зависимостями:

$$\sigma_{-1} = (1 \div 1,5) \sigma_{-1p}, \quad \tau_{-1} = (0,5 \div 0,7) \tau_{-1p}.$$

Пределы выносливости при пульсирующем и знакопеременном симметричном циклах связаны следующими приближенными зависимостями:

$$\begin{aligned} \text{при изгибе } \sigma_0 &= (1,4 \div 1,6) \sigma_{-1}; \\ \text{при растяжении } \sigma_{0p} &= (1,5 \div 1,8) \sigma_{-1p}; \\ \text{при кручении } \tau_0 &= (1,4 \div 2) \tau_{-1}. \end{aligned}$$

Пределы выносливости при асимметричных циклах можно приближенно определить по эмпирическим зависимостям между наиболь-

шим напряжением цикла σ_{\max} , средним напряжением цикла σ_m и предельной амплитудой цикла σ_a . Например,

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_{-1p} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right] + \sigma_m; \\ \sigma_a &= \sigma_{-1p} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right], \end{aligned}$$

где σ_B — предел прочности при статическом растяжении.

Приведенные соотношения дают представление лишь об общих закономерностях. Для расчетов необходимо пользоваться справочными данными, приводимыми в литературе по циклической долговечности.

ОБОБЩЕННЫЕ ДИАГРАММЫ УСТАЛОСТИ¹

Диаграммы усталости (см. рис. 159) строят на основании результатов испытания стандартных образцов при определенном виде нагружения (растяжение, сжатие, изгиб, кручение) и постоянных параметрах цикла (при постоянном значении коэффициента асимметрии цикла r).

Из обобщенных диаграмм наиболее распространены диаграммы Смита (рис. 164).

Линии средних напряжений циклов $\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$, являющуюся в то же время нулевой линией амплитуд, проводят под углом $\alpha = 45^\circ$ к оси абсцисс; на оси ординат наносят напряжения. На нулевой ли-

¹ Диаграммы предельных напряжений цикла.

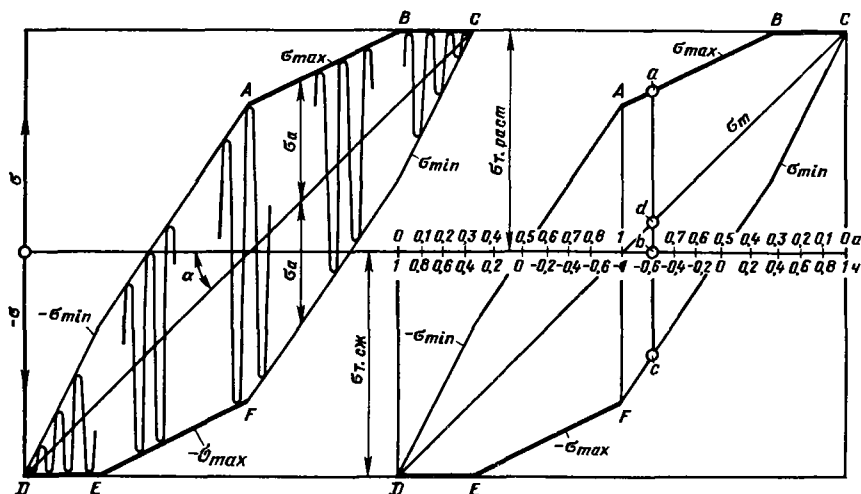


Рис. 164. Диаграмма Смита (материал, равнопрочный на растяжение и сжатие)

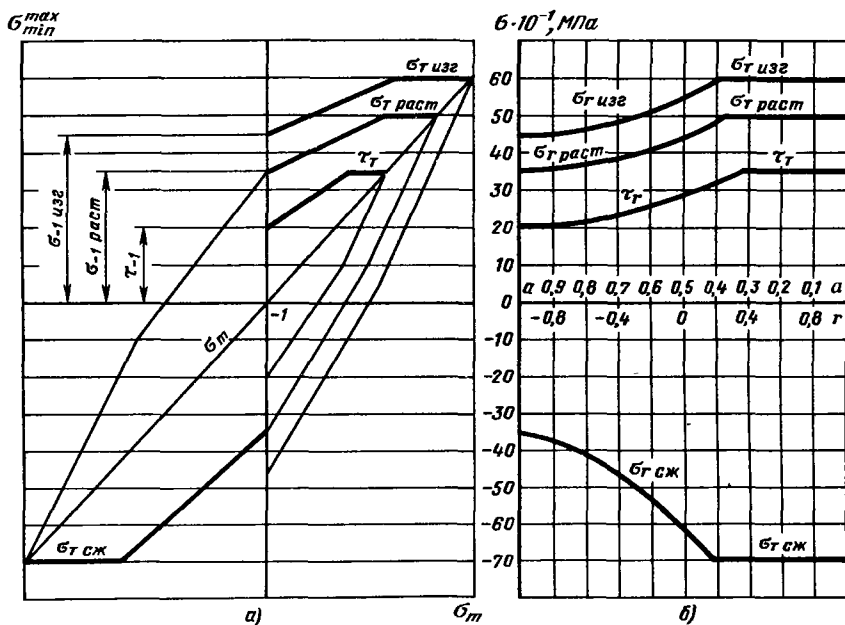


Рис. 165. Обобщение диаграммы усталости

нии откладывают найденные из опыта, предельные для каждой данной величины σ_m амплитуды напряжений $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$. Огибающая ABC точек σ_{\max} представляет собой пределы выносливости при растяжении, огибающая DEF точек $(-\sigma_{\max})$ — при сжатии. При малых амплитудах пульсаций пределы выносливости практически постоянны и близки к показателям статической прочности. Верхней границей для σ_{\max} считают предел текучести при растяжении $\sigma_{т.раст}$ (линия BC), для $(-\sigma_{\max})$ — предел текучести при сжатии $\sigma_{т.сж}$ (линия DE).

Коэффициент асимметрии $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ для произвольной точки a определяется как отношение отрезков bc/ab (первый соответствует σ_{\min} , второй σ_{\max}). Каждый отрезок берут со своим знаком. Коэффициент амплитуды $a = \sigma_a/\sigma_{\max}$ определяется как отношение ad/cb (отрезок ad соответствует σ_a).

Как видно из шкал r и a на оси абсцисс, пределы выносливости при $r > 0,4$ (или $a < 0,3$) совпадают с пределами текучести σ_t .

Располагая диаграммами Смита для различных материалов и видов нагружения, можно производить расчет на усталость при любом значении коэффициента асимметрии цикла.

На рис. 165,а приведена диаграмма Смита для конструкционной стали при круговом изгибе, циклических растяжении, сжатии и кру-

чении. Диаграммы для изгиба и кручения строят только по одну сторону оси ординат, так как они охватывают в этой области все возможные виды напряженных состояний. Для практического пользования удобнее диаграммы, изображающие пределы выносливости при различных видах нагружения непосредственно в функции коэффициента асимметрии r или амплитуды a (рис. 165,б) и содержащие в сжатом виде те же данные, что и диаграммы Смита.

КРИВЫЕ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ

Циклическая прочность зависит от перегрузок, которым деталь подвергается перед нагружением. По Френчу влияние перегрузок характеризуют построением кривых повреждаемости. Метод заключается в предварительном нагружении образцов напряжениями, превосходящими предел выносливости, при различном числе циклов и в последующем испытании этих образцов при напряжениях на уровне предела выносливости.

Пусть образцы испытывают напряжение, равное $1,5\sigma_{-1}$ при 10^4 ; $5 \cdot 10^4$; 10^5 и т. д. циклов. Во время последующего испытания на усталость часть образцов, подвергнутых перенапряжению длительностью, допустим, свыше 10^5 циклов, разрушается; образцы, подвергнутые перенапряжению при меньшем числе

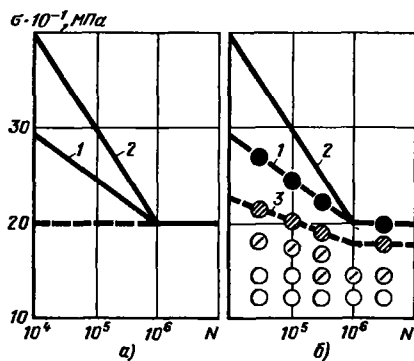


Рис. 166. Кривые повреждаемости

циклов, остаются целыми. Это значит, что при числе циклов более 10^5 в металле возникают необратимые повреждения, делающие деталь неработоспособной при циклическом нагружении даже при напряжениях, находящихся на уровне предела выносливости. Напротив, длительность нагружения меньше 10^5 циклов является безопасной. Точку, соответствующую напряжению, равному $1,5\sigma_{-1}$ и длительности 10^5 циклов, наносят на диаграмму усталости (рис. 166, а).

Кривая Френча 1 представляет собой множество таких точек и характеризует нагружаемость предварительно перенапряженных образцов. Чем ближе кривая 1 к кривой Велера 2, тем выше способность материала сопротивляться действию перегрузок. Для некоторых прочных материалов при оптимальной термообработке кривые Френча практически совпадают с наклонными участками кривых Велера. У пластичных материалов (например, отожженных углеродистых сталей) кривые Френча являются продолжением горизонтального участка кривой Велера (штриховая линия). Это значит, что такие материалы совершенно не выносят перегрузок, детали из этих материалов следует рассчитывать по пределу выносливости даже в малоцикловой области.

Практическая нагружаемость перенапряженных образцов определяется, как всегда, порогом трещинообразования (кривая 3, рис. 166, б).

ЦИКЛИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ПРИ СЛОЖНЫХ НАПРЯЖЕННЫХ СОСТОЯНИЯХ

Вопрос о сопротивлении усталости при сложных напряженных состояниях исчерпывающе еще не изучен. Лучше других исследовано двусное напряженное состояние, при котором одновременно дей-

ствуют симметрично изменяющиеся циклические нормальные и касательные напряжения (циклическое растяжение-сжатие и кручение). Экспериментально найденные для этого случая предельные значения нормального напряжения $\sigma_{пр}$ и предельные напряжения сдвига $\tau_{пр}$ можно выразить эллиптической зависимостью

$$\left(\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{пр}}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1,$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — соответственно пределы выносливости при чистом растяжении-сжатии и симметричном кручении.

При заданной величине $\sigma_{пр}$ допустимая величина одновременно действующего напряжения сдвига

$$\tau_{пр} = \tau_{-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{-1}}\right)^2}$$

и, наоборот, при заданной величине $\tau_{пр}$ допустимая величина одновременно действующего напряжения растяжения-сжатия

$$\sigma_{пр} = \sigma_{-1} \sqrt{1 - \left(\frac{\tau_{пр}}{\tau_{-1}}\right)^2}.$$

Эта зависимость изображена на рис. 167 (жирная кривая). Любое сочетание напряжений τ и σ , находящееся между ограничивающей кривой $\tau_{пр} - \sigma_{пр}$ и осями координат (например, точка а), является безопасным. Коэффициент надежности для каждого сочетания можно определить, построив сеть кривых равной надежности с уменьшением значений τ_{-1} и σ_{-1} пропорционально коэффициенту надежности n (тонкие кривые).

Диаграммы на рис. 167 составлены для симметричных знакопеременных циклов

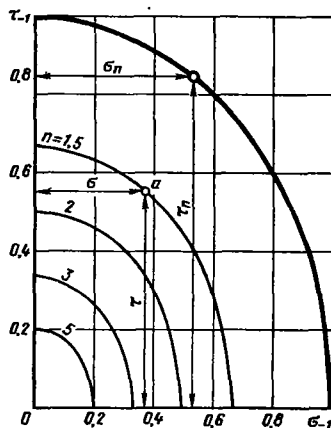


Рис. 167. Допустимые напряжения σ и τ при одновременном растяжении и кручении

при синфазно изменяющихся напряжениях τ и σ . Закономерности, вытекающие из этих диаграмм, распространяют и на асимметричные циклы, а также на случаи асинфазного изменения τ и σ .

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ

Влияние на предел выносливости частоты циклов и скорости изменения напряжений в пределах цикла исследовано недостаточно. С увеличением числа циклов в единицу времени циклическая прочность повышается, особенно заметно при частоте выше 1000 циклов в минуту. Для некоторых видов нагружения установлена зависимость

$$N = A\sqrt{\mu},$$

где N — число циклов до разрушения; μ — частота циклов; A — коэффициент чувствительности материала к скорости деформации.

Повышение предела выносливости с увеличением частоты циклов можно объяснить тем, что пластические деформации совершаются с малой скоростью (в сотни раз меньшей скорости упругих деформаций, равной, как известно, скорости распространения звука в данной среде). Повышение частоты циклов подавляет пластические деформации в микрообъемах металла, предшествующие появлению усталостных трещин.

Особые разделы теории усталости составляют усталость при ударном циклическом нагружении (динамическая усталость), при контактном циклическом нагружении (контактная усталость), при повышенных температурах и при периодических колебаниях температур (термическая усталость). Закономерности циклической прочности в этих условиях находятся в стадии изучения.

ПРИРОДА УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Усталостное разрушение является результатом многократно повторных быстро чередующихся упругих и пластических деформаций, распределяющихся в силу неоднородности материала неравномерно по объему детали. Первичные повреждения возникают в микрообъемах, неблагоприятно ориентированных относительно действия нагрузки, преднапряженных остаточными напряжениями и ослабленных местными дефектами. Постепенно накапливаясь и суммируясь, локальные повреждения дают начало общему разрушению детали.

В процессах усталостного повреждения большую роль играет очаговое тепловыделе-

ние в микрообъемах, подвергающихся деформациям. В результате повышения температуры прочность материала в микрообъемах снижается, что облегчает образование новых пластических сдвигов, которые, в свою очередь, способствуют повышению температуры. У локальных ступей микронагрев вызывает локальный отпуск и возникновение в перенапряженных микрообъемах трооститной или сорбитной структуры с пониженной по сравнению с мартенситом прочностью.

Тепловыделение в микрообъемах тем больше, чем больше амплитуда напряжений и меньше коэффициент асимметрии цикла. С другой стороны, местное повышение температуры зависит от свойств материала и его структурных составляющих. Повышение температуры в микрообъемах тем больше, чем меньше теплопроводность и теплоемкость материала и выше его циклическая вязкость, определяющая (на стадии упругих деформаций) долю необратимого превращения энергии колебаний в тепловую энергию.

С этой точки зрения объяснимо, что пределы выносливости имеют наименьшее значение в случае симметричных циклов напряжений, вызывающих наибольшие противоположно направленные сдвиги. Этим же, по-видимому, объясняется и то, что кратковременные циклические перегрузки мало сказываются на сопротивлении усталости: теплота, возникающая в перенапряженных микрообъемах, быстро рассеивается в окружающие массивы материала.

Поскольку можно свести в единую картину различные наблюдения, процесс возникновения усталостной трещины состоит из нескольких стадий (рис. 168). Трещины зарождаются на первых этапах нагружения в границах кристаллических объемов как результат пластиче-

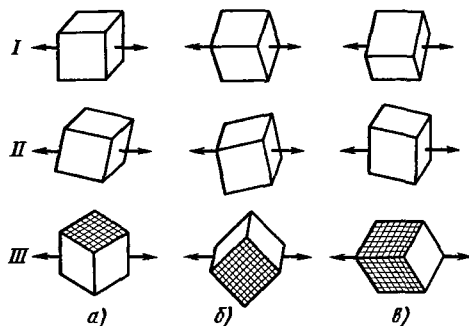


Рис. 168. Ориентация кристаллов относительно действующих сил: I, II — благоприятная; III — неблагоприятная

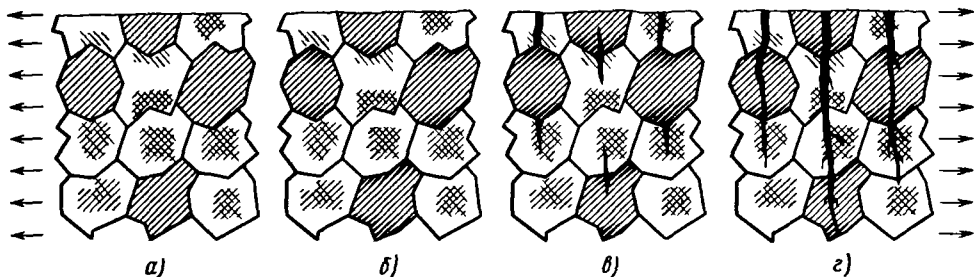


Рис. 169. Возникновение усталостных трещин

ских сдвигов пачек кристаллических плоскостей, параллельных действию максимальных касательных напряжений, т. е. направленных под углом примерно 45° к растягивающим напряжениям (октаэдрические напряжения). В зависимости от ориентации кристаллитов сдвиги могут происходить в одной плоскости, одновременно по двум (рис. 168, III, а, б) или трем (рис. 168, III, в) плоскостям.

На определенной стадии нагружения толща металла представляет собой мозаику из зерен, испытывающих пластическую деформацию (рис. 169, а), и зерен, менее напряженных в силу более благоприятной ориентации кристаллических плоскостей относительно касательных напряжений. Общая упругопластическая деформация металла происходит за счет вытяжки перенапряженных зерен, межзеренных сдвигов и поворота зерен относительно друг друга.

Образование зародышевых трещин в пределах зерна представляет собой (по Одинггу) результат направленного размножения и перемещения (диффузия) дислокаций типа вакансий к границам зерна. Скорость диффузии пропорциональна напряжениям и температуре и, следовательно, ускоряется в результате микронагрева материала.

Скопление вакансий вызывает разрушение структуры, возникновение субмикрорпов и образование первичных трещин.

На начальных стадиях процесс обратим. При прекращении действия напряжений (периоды отдыха) вакансии вымываются в обратном направлении; скопления вакансий постепенно рассасываются, распределяясь равномерно в микрообъемах зерна; материал возвращается в исходное состояние. Этот процесс можно ускорить повышением температуры. Как показывают опыты, первичные повреждения можно залечить диффузионным отжигом (отпуском) при $500-600^\circ\text{C}$.

Если напряжения продолжают действовать, то процесс повреждения развивается. Постепенно распространяясь, дислокации выходят на поверхность зерна (рис. 169, б). Здесь их

движение приостанавливается главным образом из-за препятствия, создаваемого иной кристаллической ориентацией смежных зерен; разориентированность кристаллических поверхностей приводит к заклиниванию пластических сдвигов.

Другим препятствием служат межзеренные прослойки (поверхности слайности), обладающие из-за наличия примесей сильно искаженной атомно-кристаллической решеткой, иногда отличной по типу от кристаллической решетки зерна. Образуется своеобразный межзеренный барьер, эффективно тормозящий распространение повреждений. Для того чтобы преодолеть этот барьер, требуется напряжение, значительно превосходящее напряжения, вызывающее внутрикристаллитные сдвиги.

На определенном этапе происходит массовый прорыв дислокаций через межзеренные прослойки и переход трещины в смежное зерно. Пробное напряжение зависит от прочности прослойки и степени разориентировки кристаллических плоскостей смежных зерен. Легче всего преодолеваются прослойки между зернами с одинаково направленными кристаллическими плоскостями. Но случаи смежного расположения одинаково ориентированных кристаллов статистически редки.

Средняя величина напряжения, необходимого для преодоления межзеренных барьеров, определяет сопротивление усталости материала. Предел выносливости можно рассматривать как средний уровень напряжения, при котором трещины еще остаются в пределах зерен и частично или полностью залечиваются в периоды отдыха.

Сопротивление материала внутризеренным сдвигам зависит от его физико-механических свойств и тонкого кристаллического строения зерна.

Движение вакансий задерживается скоплениями примесных атомов, границами фаз и структурных составляющих, поверхностями кристаллических блоков (внутризеренные кристаллические образования размером в несколько сотых долей микрометра). Распространение первичных трещин эффективно блокируют включения пластичных фаз, распо-

женные на пути трещины, в которых происходит релаксация напряжений. Измельчение кристаллических блоков, увеличение степени их разориентировки, а также искажения атомно-кристаллической решетки, вносимые примесями и возникающие при наклепе, выделение вторичных фаз и образовании неравновесных (закалочных) структур, сокращая пробег дислокаций, повышают сопротивление внутриверным сдвигам и увеличивают прочность материала. К этому, в сущности, и сводится упрочняющий эффект легирования, термической обработки и пластического деформирования.

Выходя за пределы зерна, трещина скачкообразно расширяется, превращаясь в макротрещину, и меняет направление, продвигаясь по наиболее слабым участкам материала примерно перпендикулярно направлению действия максимальных растягивающих напряжений (рис. 169, в). Развитие трещины ускорится из-за возникающей у ее основания резкой концентрации напряжений. Нагрев, происходящий при локальном разрушении, размягчает металл и, в свою очередь, облегчает распространение трещины. Макротрещина может расти под действием напряжений, гораздо более низких, чем напряжений, потребные для преодоления межзеренного барьера, причем напряжения, необходимые для распространения трещины, уменьшаются по мере ее роста.

Одновременно развивается большое число трещин (рис. 169, г). Некоторые трещины, наталкиваясь на препятствия, останавливаются; другие продолжают развиваться. На определенном этапе процесс локализуется: разрастается преимущественно одна трещина или группа смежных трещин, опередивших в своем развитии остальные в силу сосредоточения на данном участке дефектов материала, локальных преднапряжений или в силу неблагоприятной ориентации кристаллитов относительно действующих напряжений. Смежные трещины соединяются, образуя глубокую разветвленную систему. Новые пластические сдвиги и трещины не возникают, а успевшие образоваться — прекращают или замедляют свое развитие, так как все деформации принимает на себя главная трещина. Распространение главной трещины в конечном счете приводит к разрушению детали в результате уменьшения ее нетто-сечения.

В противоположность первым стадиям возникновения внутриверенных и межзеренных трещин, развивающихся в течение длительного времени, окончательное разрушение наступает внезапно и носит характер хрупкого излома.

На усталостных изломах обычно обнаруживаются две зоны. Зона распространения усталостной трещины имеет матовую фарфоровидную поверхность, свойственную изломам

с преобладанием транскристаллитного разрушения. На краях трещины нередко бывают видны заглаженные до блеска, наклепанные участки — результат соударения, смятия и истирания стенок трещины при периодических деформациях материала. Зона окончательного разрушения имеет кристаллическую поверхность, свойственную хрупким изломам с преобладанием интеркристаллитного разрушения (например, ударным изломам и изломам хрупких материалов).

В зоне разрушения обычно виден полосатый узор, состоящий из ряда параллельных линий — следов скачкообразного продвижения трещины по мере накопления повреждений.

Первичные трещины почти всегда (за исключением деталей с крупными внутренними дефектами) возникают в поверхностном слое толщиной около трех поперечников зерна (для стали в среднем 0,05—0,20 мм). Чаще всего трещины образуются в поверхностных зернах, поврежденных действием предшествующей механической обработки.

Таким образом, поверхностный слой имеет определяющее значение для сопротивления усталости. Во-первых, при большинстве видов нагружения поверхностный слой подвергается максимальным напряжениям. Укладка атомов в поверхностном слое плотнее, чем в нижележащих. В результате взаимодействия с нижележащими, менее плотными слоями в поверхностном слое возникают растягивающие напряжения и образуются разрыхления, являющиеся потенциальными источниками образования трещин.

Во-вторых, частицы металла, выходящие на поверхность, обладая только односторонними металлическими связями с нижележащим металлом, имеют повышенную активность и легко вступают в связи с частицами окружающей среды. На поверхности металла образуются прочные, неудаляемые обычными механическими и химическими способами адсорбированные пленки пара, газа, влаги, масел и т. д. Проникая через микротрещины в глубь металла, адсорбированные пленки нарушают сплошность металла и вызывают ослабление приповерхностного слоя. Большое влияние оказывает расклинивающее действие частиц поверхностно-активных веществ (например, активизированных смазочных масел), проникающих в микрощели на поверхности металла (эффект Ребиндера). При ширине щелей порядка сотых долей микрометра развиваются давления в несколько сот и тысяч атмосфер, способствующие разрушению металла.

В-третьих, следует отметить технологические факторы. Поверхностный слой всегда

в большей или меньшей степени поврежден предшествующей обработкой. Механическая обработка представляет собой по существу процесс пластической деформации и разрушения металла, она сопровождается срезом зерен, выкрашиванием и вырывом отдельных зерен, появлением микротрещин и возникновением в поверхностном и приповерхностном слоях высоких остаточных напряжений растяжения, близких к пределу текучести материала. Тепловыделение при механической обработке вызывает частичную рекристаллизацию поверхностного слоя, а иногда сопровождается фазовыми и структурными превращениями.

При нагреве в процессе термообработки в поверхностном слое нередко происходят химические и фазовые изменения, например, в сталях — обезуглероживание (разложение цементита с образованием непрочной ферритной корки).

В четвертых, поверхность металла подвержена атакам всех встречающихся в эксплуатации видов коррозии, вызывающей глубокие повреждения поверхностного слоя. Коррозия обычно распространяется по межзеренным прослойкам и микротрещинам.

Поверхности, работающие в условиях трения, подвержены еще одному виду ослабления — *и з н о с у*, который, нарушая кристаллическое состояние поверхностного слоя, существенно снижает циклическую прочность.

Таким образом, в поверхностном слое сосредотачиваются многочисленные и разнообразные субмикро-, микро- и макродефекты, вызванные механическими, физическими и химическими факторами и неизбежные по технологическим условиям образования поверхностного слоя, а также в силу особой роли наружного слоя как поверхности раздела между металлом и окружающей средой. Поверхностный слой является присущим каждой детали концентратором напряжений, влияние которого можно ослабить комплексом мероприятий, но нельзя устранить полностью.

Все факторы, нарушающие сплошность и однородность поверхностного слоя и вызывающие очаги повышенных разрушающих напряжений, облегчают возникновение и развитие первичных трещин и резко снижают циклическую прочность материала. Напротив, уплотнение природно-рыхлой структуры поверхностного слоя, создание в нем предварительных напряжений сжатия, хотя бы на небольшой глубине (наклеп, накатывание), значительно повышают сопротивляемость материала циклическим нагрузкам.

Поверхностный слой упрочняют химико-термической обработкой, поверхностным термомодифузионным легированием, уплотнением

с помощью наклепа и т. д. Существенное значение имеет устранение макро- и микродефектов в поверхностном слое, в частности дефектов, вызванных механической обработкой.

У полых деталей, вроде труб, подвергающихся растягивающим напряжениям или сложным напряжениям с преобладанием растягивающих, состояние внутренней поверхности играет такую же важную роль, как и наружной. Внутренние поверхности таких деталей следует подвергать упрочняющей обработке и тщательно контролировать на наличие дефектов.

Как установлено опытами, циклическая прочность, в противоположность статической, слабо зависит от величины зерна (в обычном для конструкционных сталей диапазоне размеров зерен 10—50 мкм). Это объясняется тем, что сопротивление разрушению определяется напряжением, необходимым для преодоления первых межзеренных барьеров, после прорыва которых трещина, скачкообразно расширяясь, легко пересекает все последующие барьеры, распространяясь обычным для микротрещин путем (при умеренных температурах транскристаллитно, а при повышенных — интراكристаллитно).

Заметное падение предела выносливости наблюдается лишь при очень крупном зерне (> 100 мкм), что обусловлено пониженным сопротивлением внутризеренным сдвигам вследствие огрубления структуры зерна (укрупнение субзерен и внутризеренных блоков).

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ

Циклическая прочность деталей сильно падает на участках ослаблений, резких переходов, входящих углов, надрезов и т. п., вызывающих местную концентрацию напряжений, максимум которых может в 2—5 и более раз превышать средний уровень напряжений, действующих в этом сечении.

Так как интенсивность первичных усталостных повреждений определяется скоростью диффузии вакансий, а последняя пропорциональна действующим напряжениям, то на участках концентрации напряжений ускоренно возникают разрушения металла, предшествующие образованию усталостных трещин. Вследствие этого усталостные повреждения в зонах концентрации напряжений опережают повреждения в остальных участках детали.

Степень повышения напряжения зависит в первую очередь от вида и формы ослабления. Чем больше перепад сечений на участке перехода и чем резче переходы и острее подрезы, тем выше местное максимальное напряжение l (рис. 170). Ниже приведена упрощенная схема возникновения концентрации напряжений, основанная на явлении искажения

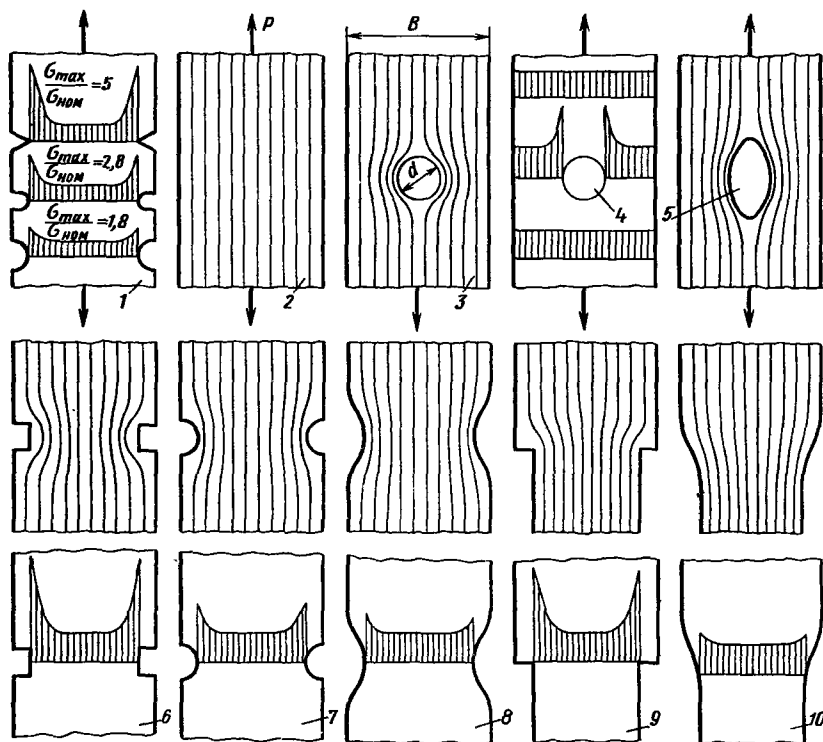


Рис. 170. Схемы концентрации напряжений

силового потока в зоне ослаблений. Не отражая всей сложности явлений, схема наглядно и достаточно верно представляет картину концентрации напряжений и позволяет сделать определенные практические выводы.

Предположим, что брус 2 растягивается силой P и нагрузка равномерно распределяется по сечению. В каждой точке сечения нагрузка передается силами внутренних связей материала соседним точкам.

Траектории передачи нагрузки от точки к точке вдоль тела детали называют силовыми линиями (на рисунке тонкие линии), а совокупность последних — силовым потоком. Силовые линии непрерывны и не могут оборваться в какой-либо точке. Это означало бы нарушение связи между смежными точками, т. е. начало разрушения материала. Следовательно, число силовых линий должно быть одинаковым в любом сечении детали.

Плотность силового потока (число линий на единицу площади поперечного сечения) определяет напряжение. Если сечение детали 3 уменьшается, например, из-за наличия центрального отверстия, то плотность потока и напряжения увеличиваются. Это учитывается номинальным расчетом на прочность по ослабленному сечению. Но наряду с этим силовые линии, обходя отверстие, искривляются и, стремясь замкнуться по кратчайшему пути, сгущаются вблизи отверстия. Растягиваемые волокна подвергаются изгибу, сходясь по направлению к цен-

тру отверстия и вызывая его овализацию. На стороне волокон, обращенной к отверстию, возникают напряжения растяжения, складывающиеся с общими напряжениями растяжения. Напряжения максимальны у стенок отверстия, где кривизна силовых линий наибольшая и изгиб волокон в наименьшей степени сдерживается смежными волокнами. По мере удаления от отверстия напряжения изгиба снижаются вследствие уменьшения изгибающего момента и тормозящего действия смежных волокон. В результате у стенок отверстия возникает пик напряжений, сглаживающийся по мере удаления от отверстия 4.

Максимальное напряжение и его градиент зависят от кривизны силовых линий. При малых отношениях d/B (d — диаметр отверстия, B — ширина бруса) концентрация напряжений уменьшается и при $d=0$ исчезает. С увеличением d/B максимальное напряжение возрастает, но одновременно еще резче возрастает номинальное напряжение в ослабленном участке (обратно пропорциональное $B-d$), вследствие чего концентрация напряжения, отнесенная к номинальному напряжению в ослабленном участке, снижается. Концентрацию напряжений можно значительно уменьшить спрямлением силового потока приданием отверстию эллиптической формы 5.

Аналогичная картина наблюдается в случае вырезов, расположенных по сторонам бруса 9, возле которых силовые линии искривляются и сгущаются, что вызывает скачок напряжений у вырезов. Коэффициент

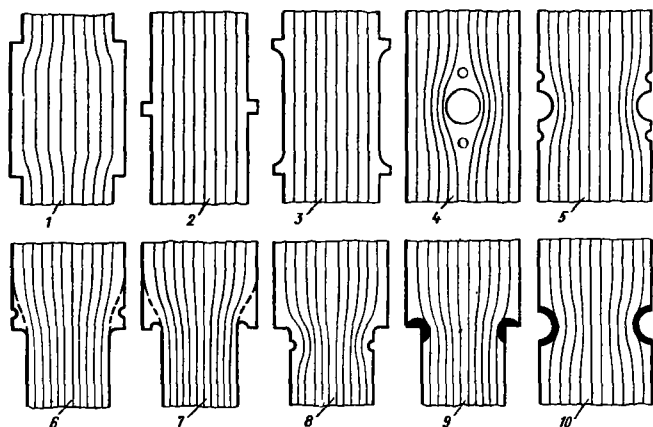


Рис. 171. Схемы концентрации напряжений

трацию напряжений можно ослабить путем придания вырезам плавных очертаний 7, 8 и 10.

Перепад сечений вызывает скачки напряжений вследствие искривления силовых линий на участках перехода от одного сечения к другому (рис. 171, 1). Уменьшение протяженности участков с различными сечениями снижает концентрацию напряжений. У коротких буртиков 2 концентрация напряжений практически отсутствует. Целесообразно придавать деталям 3 одинаковые сечения, выполняя необходимые по конструктивным условиям упоры в виде буртиков.

Действенным средством снижения концентрации напряжений является, как видно из предыдущего, придание переходам плавных очертаний.

Известный положительный эффект дают деконцентраторы напряжений — дополнительные ослабления, наносимые вблизи основного концентратора. В деталях 4 с отверстиями деконцентраторами могут быть дополнительные отверстия малого диаметра, расположенные вдоль силового потока, в деталях 5 с боковыми выкружками — дополнительные малые выкружки, в деталях 6 и 7 со ступенчатыми переходами — выкружки вблизи переходов.

Главное значение имеет расположение деконцентраторов. При правильном расположении деконцентраторы спрямляют силовые линии и выключают из силового потока участки, смежные с концентратором напряжений (штриховые линии на деталях 6

и 7). Неправильным является расположение, увеличивающее искривление силовых линий 8 и, следовательно, вызывающее дополнительную концентрацию напряжений.

К деконцентраторам ошибочно относят местное уплотнение материала ослабленных участков с помощью выдавок, наносимых чеканами. Назначение деконцентраторов — спрямить силовой поток, а выдавок — упрочнить материал созданием в нем остаточных напряжений сжатия. Это различие принципиально важно потому, что правила расположения выдавок иные, чем деконцентраторов. Последние располагают по течению силового потока перед концентратором или за ним, выдавки же следует располагать в фокусе концентрации 9 и 10.

Явление концентрации напряжений, вызванное формой, на практике усугубляется тем обстоятельством, что участки расположения концентраторов почти всегда бывают ослаблены по технологическим причинам.

У деталей, подвергающихся механической обработке, ослабление на участках переходов наступает в результате перерезания волокон, полученных при предшествующей горячей обработке заготовки давлением. У литых деталей участки переходов, как правило, ослаб-

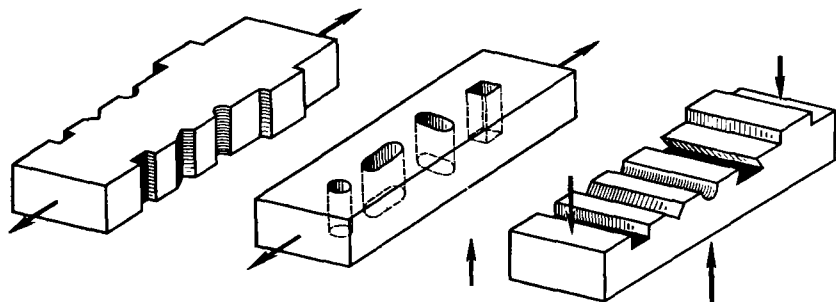


Рис. 172. Концентраторы напряжений на деталях типа плит

лены литейными дефектами, вызванными нарушениями структуры при кристаллизации металла и охлаждении отливки. В этих участках обычно сосредотачиваются рыхлоты, пористость, микротрещины и возникают внутренние напряжения. У кованных и штампованных деталей участки переходов имеют пониженную прочность вследствие вытяжки металла на этих участках.

Соответственно различают геометрические концентраторы (концентраторы формы) и технологические концентраторы.


















На рис. 172 показаны типичные концентраторы напряжений для деталей типа плит,

брусков и т. д., работающих на растяжение-сжатие или изгиб. Типичные концентраторы напряжений в цилиндрических деталях типа валов приведены в табл. 25.
















Сильными концентраторами являются внутренние дефекты материала: раковины, пористость, микротрещины, флокены, волосовины, неметаллические включения (оксиды, силициды и др.).

Концентрация напряжений может быть вызвана не только формой детали, но и действием сопряженных деталей. В качестве примера на рис. 173 приведено полученное из опыта распределение напряжений в теле стяжного болта. Напряжение, обусловленное фор-

25. Концентраторы напряжений в цилиндрических деталях

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Сверления		Канавки		Шпоночные пазы
					
					
	Отверстия		Поднутрения		Шлицы
					
	Штифты				

Продолжение табл. 25

Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы	Эскиз	Концентраторы
	Резьбовые отверстия		Лыски		Торцевые шлицы
			Резьбы		Впадины зубьев
					Сварные швы
	Кольцевые выточки				
					Клейма

мой болта, имеет наибольшую величину на участке перехода стержня в головку и в 3 раза превышает среднее напряжение σ_0 в стержне. Максимальный скачок напряжений возникает в плоскости расположения торца гайки ($\sigma_{\max} = 5\sigma_0$).

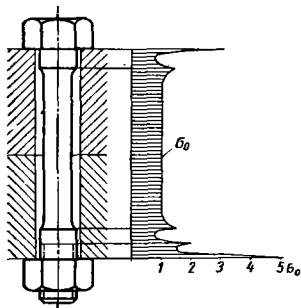


Рис. 173. Концентрация напряжений в болте

Повышение напряжений на участках местных ослаблений характеризуют коэффициентами концентрации напряжений. Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют методами теории упругости в предположении однородности и идеальной упругости материала и выражают отношением

$$k_T = \frac{\sigma_{T \max}}{\sigma_{\text{ном}}}, \quad (62)$$

где $\sigma_{T \max}$ — теоретическое максимальное напряжение на участке ослабления; $\sigma_{\text{ном}}$ — номинальное напряжение в наименьшем сечении ослабленного участка, определяемое по обычным формулам сопротивления материалов. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений определены для простейших видов нагружения и форм ослаблений (см., например, рис. 174).

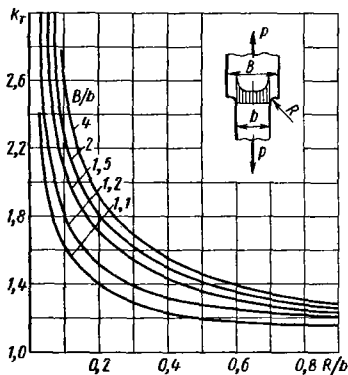


Рис. 174. Теоретический коэффициент концентрации напряжений (ступенчатый брус, подвергающийся растяжению)

Вследствие отклонения физико-механических свойств материалов от идеальных действительное повышение напряжений отличается от теоретического, будучи, как правило, меньше последнего. Действительное повышение напряжений определяют экспериментально и характеризуют эффективным коэффициентом концентрации напряжений

$$k_3 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}} \tag{63}$$

где σ_{\max} — действительное максимальное напряжение на участке ослабления.

При циклическом нагружении эффективный коэффициент концентрации напряжений упрощенно определяют на основании кривых усталости гладкого образца и образца с концентратором напряжений (рис. 175) как отношение их пределов выносливости ($k_3 = \sigma_0 / \sigma'$) или разрушающих напряжений в области ограниченной долговечности при одинаковом числе циклов ($k_3 = \sigma'_0 / \sigma'$).

При статической нагрузке концентрация напряжений зависит главным образом от пла-

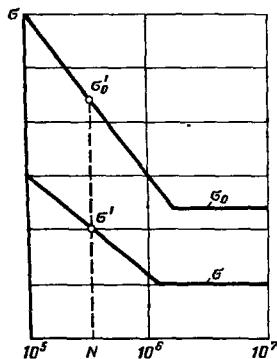


Рис. 175. Определение k_3 по диаграмме усталости

стичности материала и для пластичных материалов относительно невелика. При повышении напряжений материал в зоне ослабления приходит в состояние пластичности; образуется пластический шарнир, способствующий передаче сил на смежные, менее напряженные, участки и вызывающий релаксацию напряжений. У высокопластичных материалов в условиях статической нагрузки k_3 близок к единице, т. е. концентрации напряжений не происходит. У хрупких материалов выравнивающий эффект локальной пластической деформации отсутствует и коэффициент концентрации $k_3 > 1$.

Исключением являются серые чугуны, у которых, несмотря на хрупкость, $k_3 \approx 1$. Это объясняется их структурными особенностями. Серые чугуны пронизаны густой сеткой пластинчатых включений графита (см. рис. 80, а), которые эквивалентны внутренним надрезам и образуют множественные концентраторы напряжений, по силе действия превосходящие конструктивные концентраторы.

При циклической нагрузке концентрация напряжений выражена сильнее. Быстрое чередование нагрузок (а при знакопеременном нагружении — изменение их направления) подавляет развитие пластических деформаций, происходящих, как известно, с относительно небольшой скоростью. В этих условиях даже пластичные материалы ведут себя подобно хрупким, превращаясь в квазихрупкие.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений является структурно-чувствительной характеристикой, т. е. зависит от химического состава материала, его структуры и вида термообработки. Он обратно пропорционален циклической вязкости материала.

Кроме того, эффективный коэффициент концентрации напряжений зависит от типа напряженного состояния и характеристик цикла. С увеличением коэффициента асимметрии и повышением частотности цикла k_3 снижается.

Влияние вида нагружения и формы ослаблений характеризуется следующими ориентировочными соотношениями (при растяжении принято $k_3 = 1$):

Вид ослабления	k_3		
	Изгиб	Кручение	Сжатие
Надрезы. Поперечные отверстия	0,85	0,75	0,5
Ступеньки	1,2	0,85	0,6

Концентрация напряжений снижается с повышением температуры вследствие увеличения

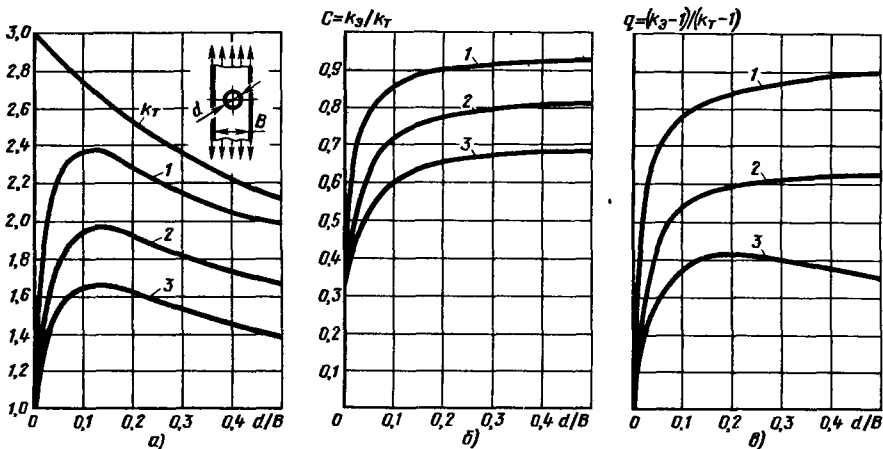


Рис. 176. Концентрация напряжений (брус с поперечным отверстием):

1 — алюминиевый сплав, Т3; 2 — углеродистая сталь нормализованная; 3 — алюминиевый сплав AG5 (Бух, Ландерс и Хардрат)

пластичности и повышается при минусовых температурах вследствие охрупчивания материала.

В пределах каждой группы материалов отмечается зависимость между коэффициентом концентрации напряжений и прочностью. Как правило, концентрация напряжений тем больше, чем выше прочность материала и чем ближе предел текучести к пределу прочности. Однако существуют отклонения от этого правила. Так, у сталей с мартенситной и трооститной структурой (закалка соответственно с низким и средним отпуском) концентрация напряжений меньше, чем у более мягких сталей с сорбитной и сорбитно-перлитной структурой (улучшенные и нормализованные стали).

На рис. 176, а (случай растяжения бруса с поперечным отверстием) приведены теоретический и эффективные коэффициенты концентрации (кривые 1–3) в функции отношения d/B (где d — диаметр отверстия, B — ширина бруса). Эффективные коэффициенты концентрации напряжений по величине и характеру зависимости от d/B отличаются от теоретического. При $d/B = 0$ (отверстие отсутствует) эффективные коэффициенты концентрации напряжений равны 1, а теоретический коэффициент максимален и равен 3. Последнее явно противоречит физике явления и свидетельствует только о том, что теория дает неверные результаты в области малых d/B . При $d/B > 0,2$ эффективные коэффициенты концентрации напряжений становятся пропорциональными теоретическому коэффициенту и в области $d/B \approx 0,12$ имеют отчетливый максимум.

Для оценки влияния материала на концентрацию напряжений введено понятие чувстви-

тельности материала к концентрации напряжений. У концентрационно-чувствительных материалов величина k_3 при прочих равных условиях больше, чем у материалов, слабо реагирующих на концентрации напряжений.

Склонность к концентрации напряжений характеризуют коэффициентами чувствительности материала к концентрации напряжений

$$C = \frac{k_3}{k_T} \quad (64)$$

или

$$q = \frac{k_3 - 1}{k_T - 1}, \quad (65)$$

связанными между собой соотношением

$$C = \frac{1}{k_T} [1 + q(k_T - 1)]. \quad (66)$$

Связь между k_3/k_T и q показана на рис. 177. Чаще применяют показатель q , хотя многие исследователи (Бух, Массонет) считают, что показатель C отражает чувствительность материала к концентрации напряжений более правильно. Величины C и q для рассматриваемого случая приведены соответственно на рис. 176, б и в.

Для устойчивой сравнительной оценки чувствительности материалов к концентрации напряжений следует исключить область малых d/B , где теоретический коэффициент напряжений явно неверен и, следовательно, сравнение k_3 и k_T лишено смысла, ограничиваясь областью $d/B > 0,2$, где наблюдается пропорциональность между k_3 и k_T и показатели C и

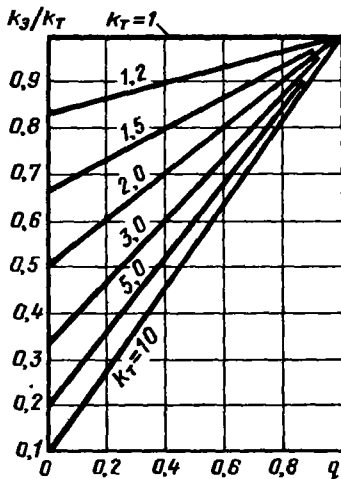


Рис. 177. Связь между k_3/k_T и q

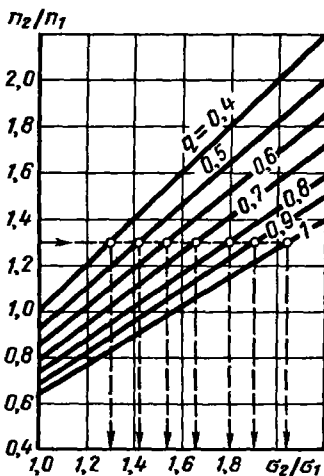


Рис. 178. Влияние q на запас прочности

q имеют приблизительно постоянную величину. Ниже приведены ориентировочные значения q для различных материалов:

Чугуны:

- серые 0—0,1
- высокопрочные 0,2—0,3

Стали:

- углеродистые 0,4—0,6
- легированные 0,7—0,9

Сплавы:

- Al и Mg 0,8—0,9
- Ti 0,85—0,95

Повышенная чувствительность высокопрочных сталей к концентрации напряжений скрадывает их преимущества по прочности. Во многих случаях более выгодно применять стали умеренной прочности с низким значением коэффициента чувствительности.

Например, имеем две детали одинаковой конфигурации. Одна изготовлена из стали с циклической прочностью σ_1 при коэффициенте концентрации напряжений k_{31} , а другая — из стали более высокой прочности σ_2 и с более высоким коэффициентом концентрации напряжений k_{32} . Отношение запасов прочности, определенных по максимальным напряжениям на участке ослабления, равно

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\sigma_2 k_{31}}{\sigma_1 k_{32}} \quad (67)$$

На основании этой формулы построен график (рис. 178) зависимости n_2/n_1 от σ_2/σ_1 и q (принято $k_T = 2,5$ и для исходной стали $q = 0,4$). С увеличением q запас прочности снижается ($n_2/n_1 < 1$) и только при увеличении σ_2/σ_1 до значений, определяемых пересечением линий q с ординатой $n_2/n_1 = 1$, восстанавли-

вается до исходного значения. Получить существенное увеличение запаса прочности, скажем, в 1,3 раза (штриховая линия) можно только при увеличении прочности в 1,41; 1,53; 1,65; 1,8; 1,9 и 2,05 раза соответственно для значений $q = 0,5$; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 и 1.

На основании экспериментальных данных составлен график (рис. 179) зависимости пределов выносливости сталей σ_{-1} от σ_B . Пределы выносливости возрастают с увеличением σ_B только при значениях k_3 , близких к единице. По мере повышения k_3 выигрыш уменьшается, и при $k_3 > 4$ увеличение σ_B практически бесполезно.

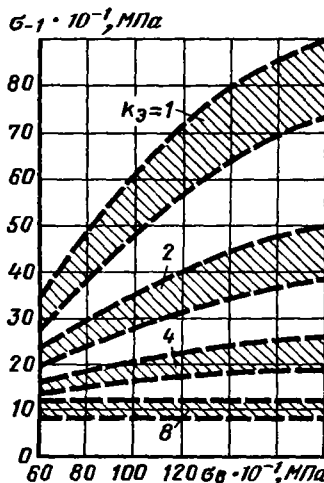


Рис. 179. Циклическая прочность в зависимости от σ_B и k_3

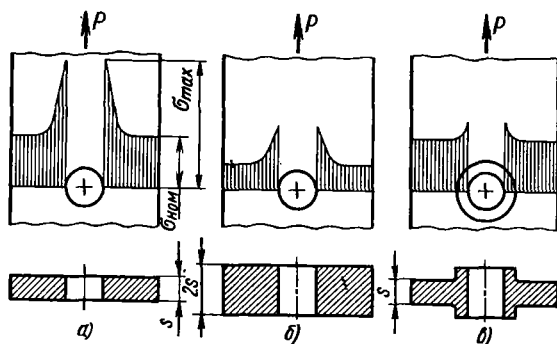


Рис. 180. Снижение максимальных напряжений на участке ослабления

Преимущества высокопрочных сталей можно в полной мере реализовать, снизив концентрацию напряжений (оптимизация формы переходов, применение концентрационно-нечувствительных материалов)

Большой выигрыш можно получить уменьшением номинальных напряжений в ослабленных участках (рис. 180, а) путем общего (б) или местного (в) усиления.

Наиболее эффективен способ создания в зоне ослаблений предварительных напряжений сжатия. Некоторые виды обработки (поверхностная закалка с индукционным нагревом, азотирование с последующим накатыванием) практически полностью парализуют концентрацию напряжений даже у концентрационно-чувствительных сталей.

Оценка чувствительности материалов к концентрации напряжений на основе теоретической величины k_T представляется спорной. Во-первых, величины k_T определены только для сравнительно немногих, поддающихся теоретическому анализу видов нагружения, что резко суживает базу сравнения. Во-вторых, теоретическое решение дает при экстремальном значении параметров ослабления явно неверные результаты, что объясняется условностью допущений, положенных в основу теории. С одним из таких случаев мы уже столкнулись (брус, ослабленный поперечным отверстием, см. рис. 176, а), когда теоретический коэффициент концентрации напряжений приобретает максимальную величину ($k_T = 3$) при $d/B = 0$ (отверстие отсутствует), хотя он должен быть равен единице. Для брусев, ослабленных боковыми выемками или поперечным продолговатым отверстием, теория дает нереальные значения $k_T = \infty$ при радиусе у основания выемки (отверстия) $R = 0$. Это исключает возможность сравнения чувствительности материалов к концентрации напряжений с данными видами ослаблений [согласно формуле (65) в этом случае $q = 0$ для всех материалов независимо от их свойств].

При оценке чувствительности материала к концентрации напряжений наиболее целесообразно исхо-

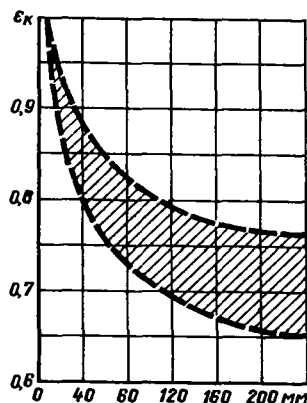


Рис. 181. Коэффициент ϵ_k в зависимости от размеров детали

дить из экспериментальных значений k_2 , представляя коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений в виде

$$q = \frac{k_2}{k_{2\max}}, \quad (68)$$

где k_2 — эффективный коэффициент концентрации напряжений для данного материала при определенном виде ослабления, а $k_{2\max}$ — то же для материала с наиболее высокой чувствительностью к концентрации напряжений (высокопрочные стали, сплавы Ti). По таблице значений k_2 для различных материалов и видов ослаблений нетрудно выбрать эталон материала, наиболее чувствительного к концентрации напряжений, а также наиболее представительный вид ослабления, на базе которых и следует оценивать концентрационную чувствительность различных материалов.

РАЗМЕРНЫЙ ФАКТОР

Предел выносливости геометрически подобных деталей снижается с увеличением их абсолютных размеров. Влияние размеров характеризуют размерным коэффициентом ϵ_k (иначе — коэффициент масштабного фактора), представляющим собой отношение предела выносливости σ_0 лабораторного образца малых размеров ($d = 5 \div 10$ мм) из того же материала:

$$\epsilon_k = \frac{\sigma}{\sigma_0}. \quad (69)$$

Средние значения ϵ_k для конструкционных сталей приведены на рис. 181. Циклическая прочность резко снижается в интервале размеров до 100–120 мм, после чего снижение замедляется.

О причинах снижения прочности с увеличением размеров высказано несколько предполо-

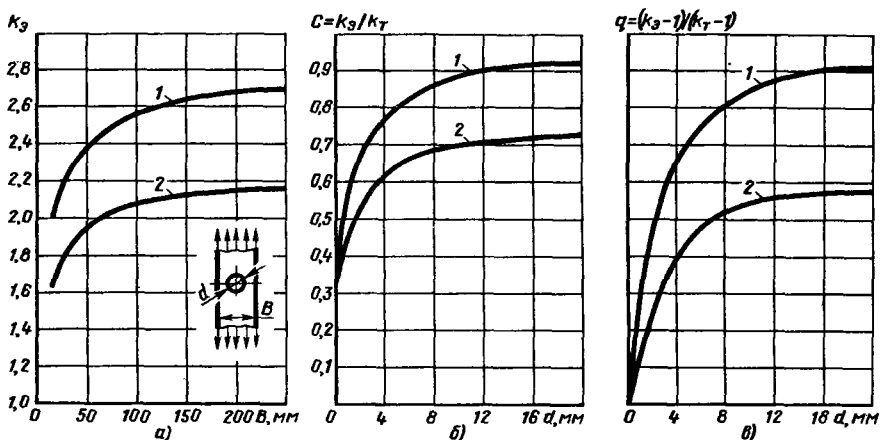


Рис. 182. Влияние размеров на циклическую прочность (брус с поперечным отверстием):

а — эффективный коэффициент концентрации напряжений в функции ширины B бруса; б и в — коэффициенты C и q чувствительности к концентрации напряжений в функции диаметра d отверстия: $1 - d/B = 0,125$; $2 - d/B = 0,5$ (Бух, Ландерс и Филлипс)

жений. Статистическая теория объясняет это явление повышением вероятности образования внутренних дефектов при увеличении размеров детали. Технологическая школа выдвигает на первый план затруднительность получения однородной структуры и равномерной прочности по сечению крупных деталей, например при горячем пластическом деформировании и термообработке.

Установлено, что с увеличением размеров детали концентрация напряжений и чувствительность к концентрации повышаются (рис. 182). Причину этого явления можно определить из картины силового потока в ступенчатой детали, подвергнутой растяжению (рис. 183, а). Если размеры детали увеличить с сохранением полного геометрического подобия (рис. 183, б), то при равенстве напряжений (одинаковой густоте силовых линий) течение силовых линий меняется: в зоне уступов дета-

ли больших размеров силовые линии искривляются гораздо резче, чем в малой детали, что свидетельствует о повышении градиента напряжений.

СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТИ

Циклическая прочность зависит от состояния поверхности, особенно в тех случаях нагружения, когда наибольшие напряжения возникают в поверхностных слоях (изгиб, кручение, сложные напряженные состояния).

Грубая механическая обработка, вызывающая пластические сдвиги, надрывы и микротрещины в поверхностном слое, резко снижает предел выносливости, тонкая (полирование, суперфиниширование) — повышает. Это явление особенно резко выражено у деталей небольших размеров и слабее у крупных деталей. Последнее объясняется присущими крупным деталям неоднородностями структуры, действие которых пересиливает действие концентраторов, вызванных механической обработкой.

Предел выносливости снижается при наличии случайных царапин и повреждений поверхностного слоя, а также износа поверхности. Резкое падение циклической прочности наблюдается при коррозии.

На рис. 184 показана циклическая прочность стальных образцов при различной механической обработке в функции предела прочности σ_B . За единицу принята циклическая прочность полированного образца из стали с $\sigma_B = \approx 400$ МПа. Влияние поверхностных несовершенств возрастает с увеличением прочности материала, что свидетельствует о повышенной

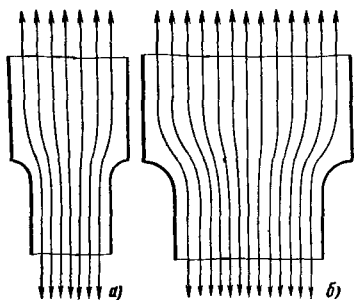


Рис. 183. Силовой поток в ступенчатой детали

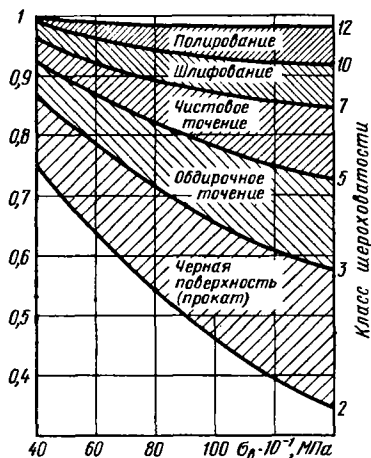


Рис. 184. Влияние шероховатости поверхности на циклическую прочность

чувствительности этих материалов к концентрации напряжений

ПРОЧИЕ ФАКТОРЫ

Циклическая прочность снижается в соединениях с натягом, конусных и клеммных соединениях с высокими напряжениями смятия на посадочных поверхностях. Особенно резко падает циклическая прочность в интервале напряжений смятия до 30–40 МПа (рис. 185); при дальнейшем повышении давления падение прочности замедляется.

Отрицательно действуют на циклическую прочность гальванические покрытия твердыми и прочными металлами (Cr, Ni). Покрытия пластичными металлами (Cu, Zn, Cd, Sn, Pb) на усталостную прочность влияют мало.

Снижение циклической прочности при нанесении гальванических покрытий обусловлено главным образом водородным охрупчиванием металла детали и покрытия.

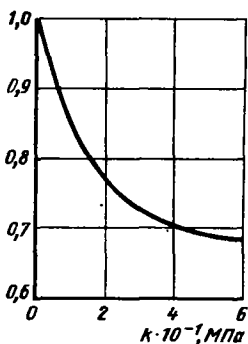


Рис. 185. Циклическая прочность и функции контактного давления

При электролитическом осаждении металл насыщается водородом и приобретает присущую металловодородным соединениям плотно упакованную гексагональную решетку. Вследствие этого в поверхностном слое возникают значительные растягивающие напряжения. Кроме того, циклическая прочность металла покрытий, как правило, меньше циклической прочности металла деталей. По всем этим причинам первичные трещины усталости возникают прежде всего в металле покрытия, откуда распространяются в глубь детали.

В покрытиях пластичными металлами существенные напряжения возникнуть не могут вследствие текучести металла.

Циклическую прочность деталей с никелевым и хромовым покрытием можно значительно повысить путем отжига при 350–400°C (~3 ч). Наиболее эффективный способ — это уплотнение поверхностного слоя металла детали перед покрытием и особенно после покрытия. При совместном применении этих мер можно практически полностью ликвидировать ослабляющее влияние гальванического покрытия и даже повысить циклическую прочность по сравнению с исходной величиной, присущей материалу детали в ненаклепанном состоянии.

Существенно снижает циклическую прочность кислотное травление, применяемое в производстве как промежуточная или подготовительная операция и вызывающее коррозионное повреждение поверхностного слоя. Для предотвращения этого явления необходимо вводить в состав травителей ингибиторы коррозии и производить обработку с применением ультразвука, предупреждающего поглощение металлом водорода.

УСТАЛОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Испытания на усталость по Велеру и на повреждаемость по Френчу проводят при стабильных по времени и непрерывно действующих циклических нагрузках. Этот вид нагружения свойствен лишь некоторым машинам, работающим непрерывно и на постоянном режиме (стационарные силовые двигатели, электрогенераторы, машины, встроенные в автоматические линии непрерывного действия). Большинство же машин работают на переменных режимах с правильно или неправильно чередующимися циклами и различным уровнем напряжений в циклах (транспортные, строительные и т. д.).

Уровень напряжений на различных режимах может колебаться в широких пределах (холостой ход, нормальная нагрузка, перегрузки).

Некоторые машины и агрегаты в процессе работы подвергаются перегрузкам, во время которых напряжения не только выходят за пределы выносливости, но и нередко превышают предел текучести материала, в результате чего в деталях возникают пластические деформации.

Пределы выносливости, определенные при испытаниях на стационарных режимах циклической нагрузки, неприменимы непосредственно для машин, работающих на нестационарных режимах.

Нестационарное нагружение можно в ряде случаев представить в виде регулярно чередующихся групп циклов (блоки напряжений).

Режим нестационарного нагружения характеризуют следующие параметры:

вид нагружения (растяжение-сжатие, изгиб, кручение);

типы циклов (знакопеременные симметричные, асимметричные, пульсирующие);

число циклов в блоке (объем блока);

относительная длительность периодов работа — отдых;

закономерность изменения напряжений в пределах блока;

максимальное напряжение в блоке, его отношение к исходному пределу выносливости при стационарном режиме (степень перегрузки);

частота блоков (степень периодичности нагружения);

частотность циклов напряжений в пределах блока.

Совокупность этих параметров называют спектром нагружения.

Примеры простейших спектров приведены на рис. 186, I. Для практических целей удобно представить блоки напряжений в виде ступенной с осредненными в пределах каждой ступени напряжениями (рис. 186, II).

При испытаниях на нестационарном режиме задаются спектром напряжений на основе вероятных или фактических эксплуатационных режимов. Испытания проводят при переменном значении какого-либо доминирующего фактора (чаще всего фактора, характеризующего степень перегрузки). В результате испытания получают сетку вторичных кривых усталости, смещенных по отношению к первичной кривой усталости (т. е. кривой для стационарного режима нагружения).

В зависимости от перегрузок и длительности их действия, вида цикла, степени периодичности, размеров образца и других факторов переменные нагрузки могут действовать упрочняюще или разупрочняюще. Смещение вторичных кривых вверх и вправо по отношению к первичной кривой (рис. 187) свидетельствует об упрочнении материала и увеличении срока службы в пределах ограниченной долговечности. Обратные смещения свидетельствуют о разупрочнении материала и сокращении ограниченной долговечности.

Установлено, что кратковременные $[(20 - 50) \cdot 10^3]$ циклов с напряжениями, превышающими на 15—30% среднее напряжение, заметно повышают исходный предел выносливости. При увеличении же степени перегрузки и продолжительности ее действия предел выносливости падает.

Повышение циклической прочности при нестационарных режимах нагружения в большинстве случаев обусловлено снижением средней амплитуды напряжений. Периоды действия напряжений малой амплитуды, поддерживающих металл в состоянии возбуждения, по-видимому, способствуют диффузии вакансий и залечиванию повреждений, образовавшихся в предыдущие более напряженные периоды.

При чередовании ступеней работы и отдыха благоприятное действие оказывает тепловой отдых металла. Тепло, накапливающееся в микрообъемах в периоды работы, при после-

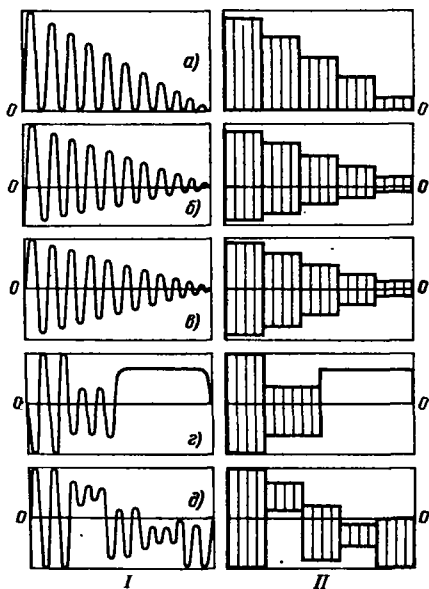


Рис. 186. Спектры напряжений при нестационарных режимах нагружения:

a — нулевые циклы; *б* — асимметричные знакопеременные; *в* — симметричные знакопеременные; *г* — чередование циклических и статических нагрузок; *д* — сложный цикл

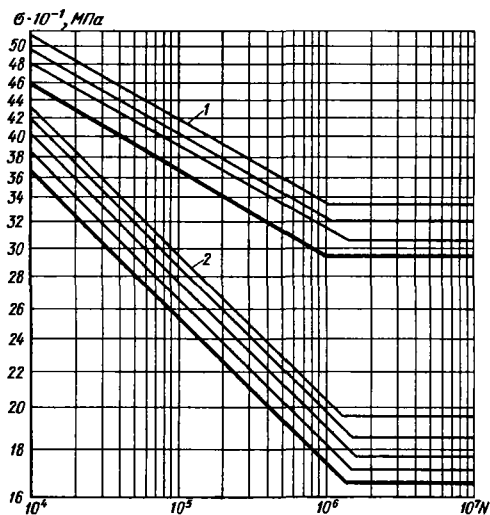


Рис. 187. Кривые усталости при круговом изгибе цилиндрических образцов (сталь 40) при различных степенях перегрузки. Жирные линии — первичные кривые усталости:

1 — гладкие образцы; 2 — образцы с кольцевыми выточками

дующих паузах рассеивается в смежные, более холодные объемы, вследствие чего перенапряженные объемы встречают следующий цикл работы остывшими, т. е. упрочненными.

Повышение сопротивления усталости при кратковременных перегрузках объясняется деформационным упрочнением, происходящим при пластических деформациях микрообъемов материала, сходным с упрочнением при наклепе. Установлено, что под действием пластических деформаций происходят упрочняющие процессы: разупорядочение кристаллических решеток; увеличение плотности дислокаций; измельчение кристаллических блоков и увеличение степени их разориентировки; зубчатая деформация поверхностей спайности в результате выхода пластических сдвигов на поверхность зерна и, как следствие, увеличение связи между зернами. Уменьшается растворимость С, О и N в α -железе; эти элементы выпадают из твердых растворов, образуя высокодисперсные карбиды, оксиды и нитриды в виде облаков, блокирующих распространение дислокаций. В закаленных сталях происходит распад остаточного аустенита, превращающегося в мелкоугольчатый мартенсит деформации.

Возрастание прочности, наблюдаемое при повышении уровня перегрузок до известного предела, можно объяснить прогрессивным увеличением числа микрообъемов, подвергаю-

щихся пластической деформации, и увеличением интенсивности дисперсионного упрочнения. На определенной стадии процесс упрочнения прекращается. Это наступает при таком уровне и частоте перемен напряжения, когда в материале возникают необратимые внутри- и межкристаллитные повреждения, нарушающие сплошность материала.

Изучение сопротивления усталости при нестационарных режимах имеет большое принципиальное и прикладное значение, так как позволяет глубже узнать природу усталости, рациональнее использовать материал и точнее определять долговечность конструкций в эксплуатационных условиях. Однако расчет усталостной прочности материала для того, чтобы выносить закономерности изменения пределов выносливости при различных спектрах нагружения. Должны быть учтены факторы концентрации напряжений, состояния поверхности и т. д., влияние которых на вид кривых усталости при нестационарных режимах может быть иным, чем при стационарном нагружении, и очень значительным (см. рис. 187).

При определении долговечности при нестационарных режимах на основании гипотезы Пальмгрена кумулятивного суммирования повреждений кривую напряжений разбивают на участки (ступени) с примерно одинаковой амплитудой напряжений. Так как характер нагружения на отдельных ступенях может быть различным, то средние напряжения на каждой ступени приводят к напряжениям симметричного цикла эквивалентного по своему повреждающему действию. Согласно гипотезе Пальмгрена степень усталостного повреждения линейно зависит от числа циклов при данном уровне напряжений.

Если N_1 — число циклов до разрушения при данном уровне напряжений σ_1 (рис. 188), то один цикл напряжений σ_1 вызывает повреждение, равное $1/N_1$, а n_1 циклов — n_1/N_1 полного повреждения. Если циклическая долговечность при напряжении σ_2 равна N_2 циклов и число циклов данного напряжения равно n_2 , то усталостное повреждение составит n_2/N_2 полного повреждения и т. д.

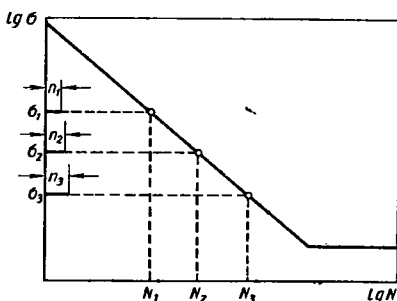


Рис. 188. Суммирование повреждений

Далее предполагают, что накопление повреждений не зависит от порядка чередования ступеней. Условие суммирования повреждений записывают в следующем виде:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots = a; \quad a = 1,$$

где за единицу принято полное повреждение (разрушение). Разделив обе части уравнения на долговечность N , соответствующую разрушению, получают

$$\frac{n_1}{NN_1} + \frac{n_2}{NN_2} + \dots = \frac{1}{N}.$$

Здесь $\frac{n_1}{N} = \tau_1$; $\frac{n_2}{N} = \tau_2 \dots$ — длительности действия напряжений на ступенях цикла по отношению к длительности цикла. С этими обозначениями

$$\frac{\tau_1}{N_1} + \frac{\tau_2}{N_2} + \dots = \frac{1}{N},$$

откуда

$$N = \frac{1}{\frac{\tau_1}{N_1} + \frac{\tau_2}{N_2} + \dots}. \quad (70)$$

В общем виде (уравнение Майнера)

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\tau_i}{N_i}}, \quad (71)$$

где τ_i — относительные длительности действия напряжений на ступенях цикла; N_i — долговечности, соответствующие уровням этих напряжений; n — общее число ступеней.

Опытные данные не подтверждают этой закономерности (отклонения до 20 раз). Это показывает, что принцип линейного суммирования повреждений неверен.

Теория Пальмгрена основана на примитивных предположениях и далека от физической сущности явлений. В частности, она не учитывает действительной кинетики развития повреждений с увеличением числа циклов,

влияния на повреждаемость таких факторов, как асимметрия циклов, чередование ступеней, отдых между ступенями и блоками напряжений.

Лучше совпадает с опытом теория ступенчатого накопления повреждений (Кортен-Долан и другие), согласно которой отсчет на каждой ступени ведется от уровня повреждения, достигнутого на предыдущих ступенях. Учитывается также влияние степени асимметрии циклов на повреждаемость.

Уравнение (70) можно представить в следующем виде:

$$N = \frac{N_1}{\tau_1 + \tau_2 \frac{N_1}{N_2} + \tau_3 \frac{N_1}{N_3} + \dots}, \quad (72)$$

где N_1 — долговечность, соответствующая ступени с наибольшими напряжениями.

Согласно формуле (60)

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^m; \quad \frac{N_1}{N_3} = \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^m, \dots, \quad (73)$$

где m — показатель степени кривой усталости; σ_1 ; σ_2 ; $\sigma_3 \dots$ — максимальные напряжения ступеней.

Подставляя выражения (73) в формулу (72), получаем

$$N = \frac{N_1}{\tau_1 + \tau_2 \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^m + \tau_3 \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_1}\right)^m + \dots}. \quad (74)$$

Это уравнение действительно для симметричных циклов ($r = -1$). Асимметричные циклы необходимо при вычислении долговечности привести до $r = -1$.

На рис. 189, а представлена схема диаграммы Смита. Кривая предельных напряже-

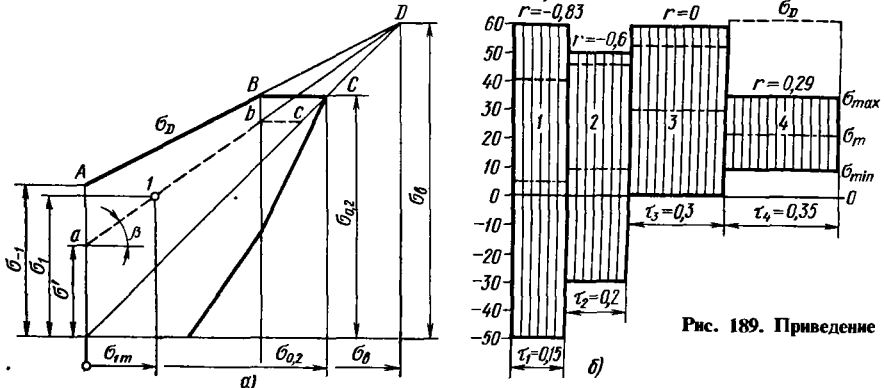


Рис. 189. Приведение циклов

ний σ_D аппроксимирована линией ABC , наклонный участок AD которой соединяет точки σ_{-1} (предел выносливости симметричного цикла) и σ_B (предел прочности), а горизонтальный участок BC соответствует пределу

Ступени с максимальными напряжениями, меньшими пределов выносливости σ_D для соответствующих r (в данном случае ступень 4), в расчет не принимаем, так как они на общей долговечности не сказываются.

Вычисления располагаем в табличной форме.

№ ступени	τ	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_m	σ'	$\frac{\sigma'}{\sigma_1}$	$\left(\frac{\sigma'}{\sigma_1}\right)^m$	$\tau \cdot \left(\frac{\sigma'}{\sigma_1}\right)^m$
		МПа						
1	0,15	600	-500	50	586	1	1	0,15
2	0,2	500	-300	100	456	0,78	0,138	0,0276
3	0,3	600	0	300	480	0,82	0,203	0,0609

$$\sum = 0,2385$$

текуести $\sigma_{0,2}$. Точка I представляет произвольный цикл с максимальным напряжением σ_1 , средним σ_{1m} и с коэффициентом асимметрии $r \neq -1$. Штриховая линия ab , проведенная через точки I и D , изображает одинаково опасные максимальные напряжения циклов того же уровня с различными значениями r . Для точки I эквивалентное по повреждающему действию напряжение σ' , приведенное к $r = -1$ (точка a), находится из соотношения

$$\frac{\sigma_B - \sigma'}{\sigma_B} = \operatorname{tg} \beta, \quad (75)$$

где

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_B - \sigma_1}{\sigma_B - \sigma_{1m}}. \quad (76)$$

Согласно формулам (75) и (76)

$$\sigma' = \sigma_B \frac{\sigma_1 - \sigma_{1m}}{\sigma_B - \sigma_{1m}}. \quad (77)$$

Заменяя в уравнении (74) величины σ величинами σ' , определенными по формуле (77), получаем общую долговечность

$$N = \frac{N_1}{\tau_1 + \tau_2 \left(\frac{\sigma_2'}{\sigma_1'}\right)^m + \tau_3 \left(\frac{\sigma_3'}{\sigma_1'}\right)^m + \dots} \quad (78)$$

Долговечность N_1 , соответствующая ступени с наибольшими напряжениями σ_1' , согласно формуле (73)

$$N_1 = N_D \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1'}\right)^m, \quad (79)$$

где N_D — база испытаний; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; σ_1' — приведенное напряжение ступени.

Пример. Образец из стали с пределами прочности $\sigma_B = 800$ МПа, текуести $\sigma_{0,2} = 650$ МПа и выносливости (при базе 10^6 циклов) $\sigma_{-1} = 400$ МПа подвергается сложному циклу напряжений, который путем осреднения величин σ_{\max} , σ_{\min} приводят к четырем ступеням (рис. 189, б). Показатель кривой ограниченной долговечности $m = 8$.

Согласно формуле (79)

$$N_1 = \left(\frac{400}{586}\right)^8 = 47\,500 \text{ циклов.}$$

Согласно формуле (78)

$$N = \frac{N_1}{\sum \tau \left(\frac{\sigma'}{\sigma_1'}\right)^m} = \frac{47\,500}{0,2385} = 200\,000 \text{ циклов.}$$

Наибольшее значение на современном этапе развития теории циклической прочности (в частности, прочности при нестационарных режимах) имеет изучение природы усталости с позиций металловедения и физики металлов. Без создания стройной металлофизической теории циклической прочности эмпирическое изучение последней будет только накоплением статистического материала, пригодного для использования в частных случаях инженерных расчетов.

Возникает также задача целесообразного использования наблюдаемых закономерностей упрочнения для повышения сопротивления усталости и долговечности конструкций, состоящая в разработке рациональных режимов «тренировки» деталей повышенными циклическими нагрузками, чередующимися с периодами отдыха. Наряду с этим необходима разработка методов деформационного упрочнения деталей дозированной пластической деформацией статическими и циклическими нагрузками.

Установлено, что предел выносливости образцов, нагружаемых циклическими растягивающими напряжениями, существенно увеличивается при предварительной деформации образца в результате происходящего при этом объемного наклепа материала (рис. 190). Особенно значителен эффект пластического деформирования при нагрузке того же знака, что и рабочая.

Деформирование создает в поверхностных слоях остаточные напряжения, противоположные по знаку рабочим напряжениям. Это явление, используемое в процессе заневолива-

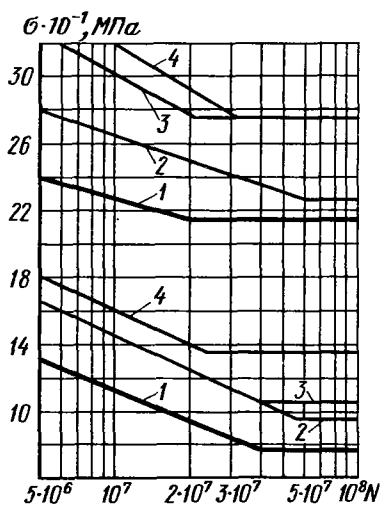


Рис. 190. Влияние предварительного деформирования на циклическую прочность (сталь Ст. 7). Верхние кривые — гладкие образцы; нижние — с кольцевой выточкой:

1 — без деформации; 2, 3 и 4 — деформация кручением соответственно 25, 50 и 75% (И. В. Кудрявцев и Е. В. Румынова)

ния пружин, можно применить для упрочнения других деталей, например валов, работающих на кручение, круговой или плоский изгиб.

Еще больший эффект дает совмещение зональной упругой или упругопластической деформации с внешним наклепом напряженных зон (наклеп в напряженном состоянии).

ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛИ

Предел выносливости детали в общем виде

$$\sigma_{D_{\text{дет}}} = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8 \frac{\epsilon_k}{k_3} \sigma_D, \quad (80)$$

где σ_D — предел выносливости гладкого полированного образца из данного материала при данном виде упрочняющей обработки; k_1 — коэффициент качества обработки; k_2 — коэффициент коррозионного воздействия; k_3 — коэффициент, учитывающий повреждение поверхности при эксплуатации в результате износа; k_4 — коэффициент, учитывающий частотность циклов; k_5 — коэффициент, учитывающий степень динамичности нагрузки; k_6 — коэффициент, учитывающий температурный режим работы детали; k_7 — коэффициент, учитывающий неоднородность материала и рассеивание характеристик прочности; k_8 — коэффициент спектра нагрузки; ϵ_k — размерный коэффициент; k_3 — эффективный коэффициент концентрации напряжений на участке макси-

мального ослабления. (В настоящее время используют другую формулу, например см. книгу Когоаева В. П. «Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени», М.: Машиностроение, 1977 г.).

Коэффициенты k_1 , ϵ_k и k_3 можно определить по имеющимся экспериментальным данным, k_8 — по данным испытаний при заданном спектре. Влияние коэффициентов k_4 — k_6 в обычных условиях незначительно. Остальные неопределенности учитывают коэффициентом запаса, который обычно принимают равным 1,3—1,8.

Более достоверным является путь натурального испытания детали на режиме, возможно полно воспроизводящем рабочие режимы и спектр нагружения. При этом непосредственно учитываются конструктивные особенности детали. В коэффициент запаса вкладывают только факторы рассеивания характеристик материала, изменения его свойств при эксплуатации, а также отклонения действительных режимов нагружения от испытательного режима.

ПОВЫШЕНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ

Физические основы явлений усталости еще не изучены в степени, позволяющей создать стройный расчет деталей на циклическую прочность. Отсутствие основополагающих физических принципов заставляет идти по пути накопления экспериментальных данных, которые не всегда позволяют произвести достоверный расчет, тем более, что данные, получаемые различными экспериментаторами, имеют большой разброс, а зачастую, вследствие различия методики испытаний, несопоставимы и даже противоречивы. Из-за наслоения новых данных, введения поправочных коэффициентов, а также многообразия подлежащих учету факторов расчетные формулы все более усложняются.

В этих условиях большое значение имеет понимание общих закономерностей циклической прочности. Осмысленное проектирование, основанное на знании этих закономерностей, дает порой гораздо больше, чем расчет, и позволяет избежать ошибок, которые в последующем пришлось бы исправлять, например приемами упрочняющей технологической обработки.

Конструктор должен знать и уверенно применять зарекомендовавшие себя на практике технологические и конструктивные способы повышения циклической прочности.

Во многих случаях можно устранить первопричину и добиться если не полного исключе-

ния циклических нагрузок, то хотя бы их уменьшения. Даже в машинах определенно циклического действия можно достичь значительного уменьшения максимальных циклических напряжений и их амплитуды, а также смягчения динамичности нагрузки.

Одним из основных способов является повышение упругости деталей в направлении действия нагрузок и введение упругих связей между деталями, передающими и воспринимающими нагрузку.

При циклическом крутящем моменте можно сгладить пики напряжений и, следовательно, уменьшить амплитуду цикла введением упругих муфт между деталями, воспринимающими крутящий момент. Установка пружинных амортизаторов между валами и зубчатыми колесами снижает пики напряжений в зубьях и делает работу зубчатых передач плавной и спокойной. Переход с подшипников качения на подшипники скольжения, например в шатунно-кривошипных механизмах, снижает пики нагрузок благодаря амортизирующему действию масляного слоя. Работа, затрачиваемая на вытеснение масла из зазора в подшипниках, поглощает импульс действующих сил, что способствует снижению нагрузок на механизм.

Другой способ заключается в снижении коэффициента амплитуды напряжений путем наложения постоянной нагрузки. Как видно из диаграммы Смита (см. рис. 164), повышение среднего напряжения цикла существенно увеличивает предел выносливости. Этот прием широко применяют в конструкции циклически нагруженных болтовых соединений, придавая болтам предварительную затяжку. При достаточно большой затяжке удается практически полностью устранить циклическую составляющую и сделать нагрузку статической.

Циклические нагрузки, возникающие в валах, можно в некоторых случаях (неведущие ходовые колеса, промежуточные зубчатые колеса) устранить установкой вращающихся деталей на осях.

Во многих случаях возникновение высоких знакопеременных нагрузок связано с появлением резонансных колебаний в частях механизма. Этот опасный вид циклической нагрузки предотвращают с помощью демпферов (пружинных, маятниковых, гидравлических или фрикционных). Вибрации машин и агрегатов, являющиеся источниками знакопеременных нагрузок, устраняют или смягчают их подвеской на виброизолирующих и виброгасящих амортизаторах.

В ряде случаев полного или почти полного устранения циклических нагрузок можно достичь повышением точности изготовления деталей и их опор. Примером может служить

устранение статического и динамического дисбаланса быстровращающихся роторов, вызывающего переменные нагрузки в опорах и корпусах. Повышение точности изготовления зубьев колес (уменьшение погрешностей шага и толщины зуба, искажений, профиля и т. п.) устраняет циклические нагрузки, порождаемые этими погрешностями.

Все меры, способствующие уменьшению номинального напряжения, увеличивают циклическую прочность. К этим мерам относятся рациональная расстановка опор, устранение невыгодных случаев нагружения, увеличение сечений детали на участках действия циклических напряжений, увеличение площади соприкосновения поверхностей (при циклических контактных напряжениях).

Правила рационального конструирования, применяемые для статически нагруженных конструкций, не только сохраняют силу, но и приобретают особое значение для циклически нагруженных конструкций.

В случаях, когда не удается ликвидировать циклические нагрузки или снизить циклические напряжения, следует прибегать к специальным способам повышения сопротивления усталости.

Эти способы можно разделить на технологические и конструктивные. В первом случае упрочнения достигают специальными приемами обработки, во втором — приданием деталям форм, благоприятных для циклической прочности.

Технологические способы повышения циклической прочности. Металлургические факторы. Большое влияние на циклическую прочность оказывает технология выплавки стали. Спокойные стали (раскисленные алюминием) имеют более высокие пределы выносливости, чем кислые (раскисленные Mn и Si). Повышенной циклической прочностью обладают стали вакуумной плавки, а также полученные методами электронно-лучевого и плазменного переплава или электродугового переплава под слоем синтетического шлака.

Термообработка. Упрочняющая термообработка повышает предел выносливости примерно пропорционально увеличению показателей статической прочности (рис. 191). Наибольший эффект дает закалка с низким отпуском, увеличивающая предел выносливости в 2—2,5 раза по сравнению с нетермообработанной сталью (кривые 4).

Высокую циклическую прочность обеспечивает изотермическая закалка на бейнит, а также термомеханическая обработка (особенно НТМО).

При поверхностной закалке (закалка с нагревом ТВЧ, газопламенная закалка)

$\sigma \cdot 10^{-1}, \text{МПа}$

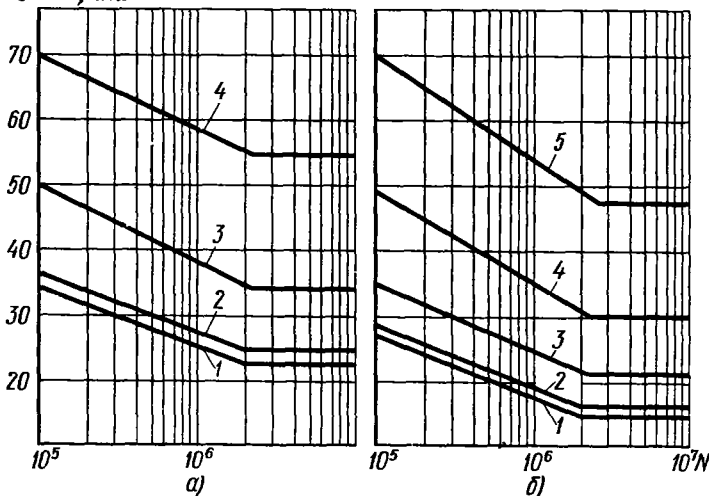


Рис. 191. Влияние термической обработки на циклическую прочность (сталь 45):
а — гладкие образцы; *б* — образцы с кольцевой выточкой;
 1 — после отжига; 2 — нормализация; 3 — улучшение; 4 — закалка с низким отпускком; 5 — то же после накатывания

и химико-термической обработке (цементация, нитроцементация, азотирование) упрочнение обусловлено главным образом возникновением в поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений вследствие образования структур большого удельного объема (мартенсит при цементации и закалке с нагревом ТВЧ, нитриды и карбонитриды при нитроцементации и азотировании), чем структуры основного металла. Расширение поверхностного слоя тормозит сердцевина, сохраняющая исходную перлитную структуру, вследствие чего в поверхностном слое возникают двухосные (а в цилиндрических деталях — трехосные) напряжения сжатия. В нижележащих слоях развиваются реактивные растягивающие напряжения, имеющие небольшое значение вследствие незначительности сечения термически обработанного слоя сравнительно с сечением сердцевины.

Создание предварительных напряжений сжатия уменьшает коэффициент амплитуды и смещает средние напряжения циклов в область сжатия, что повышает предел выносливости.

Повышенная поверхностная твердость, достигаемая термической и химико-термической обработкой, кроме того, предупреждает потерю прочности в результате износа, случайных

царапин и повреждений. Такой же результат, как цементация, дает закалка сталей пониженной прокаливаемости (ПП), например сталей типа 55 ПП. При охлаждении с 800 °С в 10%-ном растворе NaCl поверхностный слой закаливается на мартенсит (HRC 58–62) на глубину 1–1,5 мм. Сердцевина приобретает сорбитную структуру (HRC 30–35). Способ выгодно отличается от цементации производительностью и дешевой и обеспечивает более мелкое зерно, чем цементация.

Оптимальные для циклической прочности толщины слоя при цементации 0,4–0,8 мм, нитроцементации и азотировании 0,3–0,5 мм, закалке с нагревом ТВЧ и газовой закалке 2–4 мм.

Упрочняющая обработка должна охватывать все участки поверхности с концентраторами напряжений (рис. 192, II). При неполной обработке (рис. 192, I) на границах обработанных и необработанных зон возникают скачки напряжений, снижающие прочность.

Газовая закалка зубьев зубчатых колес по всему контуру, включая основание впадины (рис. 193, кривая 2), повышает предел выносливости по сравнению с исходной конструкцией из необработанной стали (кривая 1) в 1,85 раза (с 260 до 480 МПа). Закалка же только рабо-

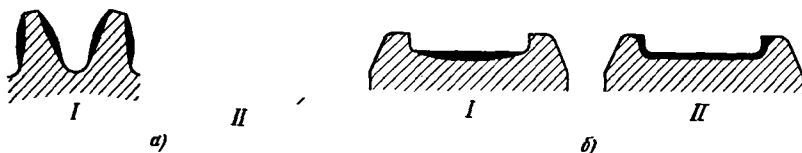


Рис. 192. Поверхностная закалка: I — неправильная; II — правильная;
 а — зуб; б — шейка коленчатого вала

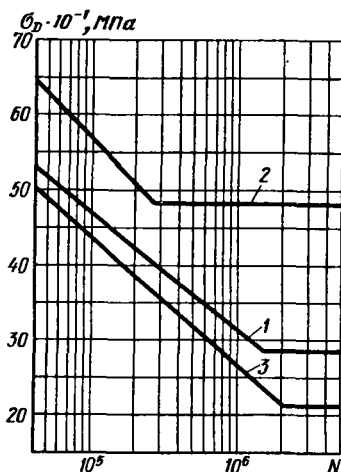


Рис. 193. Циклическая прочность зубьев на изгиб: 1 — сырая сталь; 2 — поверхностная газовая закалка по всему контуру зуба; 3 — поверхностная закалка по рабочим граням (Бош и Фельткамп)

чей поверхности зубьев (кривая 3), напротив, снижает прочность по сравнению с исходной в 1,2 раза.

Из перечисленных выше способов наиболее эффективно азотирование, которое практически полностью устраняет влияние концентраторов напряжений. Для азотированных деталей коэффициент q чувствительности к концентрации напряжений близок к нулю (т. е. эффективный коэффициент концентрации напряжений $k_{\sigma} \approx 1$). Азотирование почти не вызывает изменения формы и размеров деталей. Это позволяет во многих случаях устранить заключительное шлифование и сопутствующие ему дефекты, снижающие прочность. Кроме того, азотированный слой обладает повышенной коррозионной и термостойкостью. Твердость и упрочняющий эффект в противоположность обычной термообработке сохраняются до высоких температур (500–600°C). Сочетание этих качеств делает азотирование ценным способом обработки деталей, работающих при повышенных температурах и подвергающихся высоким циклическим нагрузкам и износу (коленчатые валы, тяжело нагруженные зубчатые колеса). Из-за сложности защиты отдельных участков от насыщения азотом, а также во избежание скачков напряжений на переходных участках детали обычно азотируют кругом.

Качество обработки. Поверхности деталей, работающих при высоких циклических нагрузках, следует обрабатывать с минимальной, экономически приемлемой шероховатостью. Отделочные операции (полирование, притирка, суперфиниширование) способствуют повыше-

нию сопротивления усталости особенно у деталей из прочных и твердых материалов.

Шлифование на обычных режимах (скорость резания 30–50 м/с) вызывает серьезные повреждения поверхностного слоя. Наиболее частые дефекты шлифованных поверхностей — микротрещины и прижоги — резко снижают циклическую прочность.

Для циклически нагруженных деталей применяют микрошлифование — шлифование мелкозернистыми кругами при небольших скоростях резания (3–5 м/с) и ленточное шлифование (лентами, шаржированными абразивными микропорошками). В отличие от шлифования абразивными кругами, при котором происходит срезание и вырыв зерен, при ленточном шлифовании преобладают процессы сглаживания и пластической деформации микронеровностей.

В качестве заключительной операции целесообразно применять полирование под давлением, которое благоприятно воздействует на структуру поверхностного слоя. Под действием давления и теплоты, выделяющейся при трении, происходит смыкание кристаллитов, разобобщенным действием предшествующей механической обработки. Поверхностный слой уплотняется. Острые кромки микронеровностей сглаживаются, а впадины и микротрещины затягиваются. Увеличение гладкости поверхности повышает коррозионную стойкость детали.

На полированной поверхности легче обнаружить дефекты поверхностного слоя (флокены, волосовины, закалочные трещины и др.).

Ввиду этого ответственные детали, работающие при высоких циклических нагрузках, полируют кругом, а не только по посадочным поверхностям и поверхностям трения.

Силовое полирование осуществляют под давлением 10–20 МПа притирами — колодками из бронзы или чугуна, рабочую поверхность которых шаржируют микропорошками из абразивных материалов (карборунда, карбида бора, боразона). Для самой тонкой доводки применяют мягкие притиры (баббит, древесину, кожу, замшу, фетр) с полировальными пастами типа ГОИ. Окончательную отделку ведут без абразивов, только с керосиновой или лигроиновой смазкой.

Трущиеся поверхности для увеличения износостойкости и коррозионной стойкости полируют с коллоидальным графитом или дисульфидом молибдена.

Упрочнение поверхностной пластической деформацией. Один из главных способов повышения циклической прочности — поверхностное пластическое деформирование (ППД), т. е. наклеп поверхностного слоя на глубину $s =$

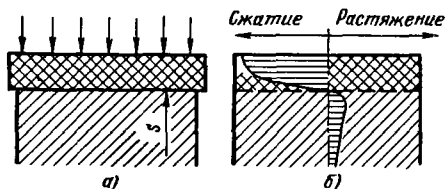


Рис. 194. Схема возникновения напряжений сжатия в наклепанном слое

= 0,2 ÷ 0,8 мм с целью создания в нем остаточных напряжений сжатия.

При наклепе поверхностный слой расплющивается. Если бы он мог свободно удлиняться, то отделился бы от основного металла (рис. 194, а). Но удлинению препятствует сила сцепления с нижележащими слоями металла. Вследствие этого в наклепанном слое возникают двухосные (у цилиндрических деталей — трехосные) напряжения сжатия, а в толще основного металла — незначительные реактивные напряжения растяжения (рис. 194, б).

У стальных деталей, подвергнутых поверхностной закалке с низким отпуском, напряжения сжатия возникают также в результате происходящего при наклепе превращения остаточного аустенита в мелкоигольчатый мартенсит деформации.

Складываясь с рабочими напряжениями растяжения, остаточные напряжения сжатия уменьшают, а при достаточно большом значении компенсируют их.

В деталях, подвергающихся симметричному знакопеременному изгибу (коэффициент амплитуды $a = 1$), при котором поверхностные слои периодически испытывают напряжения растяжения и сжатия, наложение напряжений сжатия снижает коэффициент амплитуды, что, как известно, повышает предел выносливости (см. рис. 164). Коэффициент амплитуды для поверхностного слоя с остаточными напряжениями сжатия $\sigma_{сж}$ равен

$$a = \frac{1}{1 + \sigma_{сж}/\sigma_{\max}}$$

где σ_{\max} — максимальное напряжение симметричного цикла.

Величина a в функции $\sigma_{сж}/\sigma_{\max}$ показана на рис. 195. Даже относительно небольшое напряжение сжатия ($\sigma_{сж} = 0,5\sigma_{\max}$) снижает коэффициент амплитуды до 0,65 исходного значения. При $\sigma_{сж}/\sigma_{\max} = 2,2$ коэффициент амплитуды становится равным 0,3, что делает нагрузку практически статической (см. рис. 164).

Возникающие при наклепе множественные искажения структуры (деформация зерен, местные пластические сдвиги) эффективно

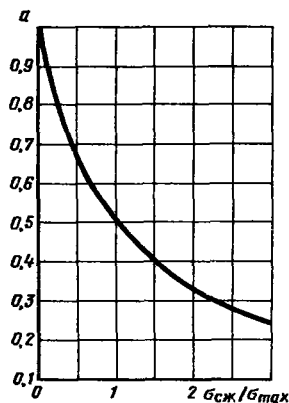


Рис. 195. Коэффициент амплитуды a в функции $\sigma_{сж}/\sigma_{\max}$

тормозят развитие усталостных повреждений и расширяют область существования нераспространяющихся трещин (рис. 196), увеличение которой и обуславливает повышение разрушающего напряжения (кривые 1). Порог трещинообразования (кривые 2) повышается мало.

Упрочнению ППД поддаются стали улучшенные, закаленные, цементованные и азотированные, высокопрочные и ковкие чугуны и титановые сплавы. Хуже поддаются упрочнению хрупкие материалы (серые чугуны). Наклепу можно подвергать ферритные и перлитные чугуны, хотя эффект наклепа здесь меньше и опасность перенаклепа больше, чем для пластических материалов.

Наклеп сплавов Al и Mg повышает их предел выносливости незначительно (на 15–30%).

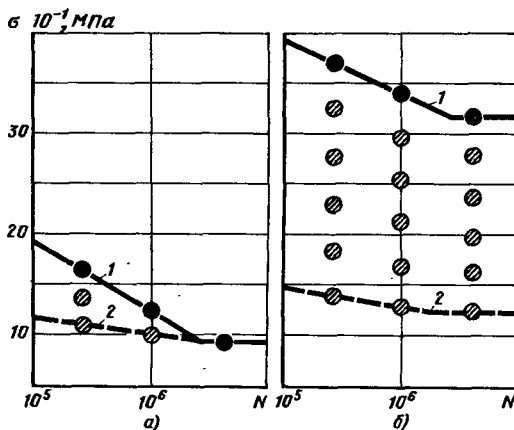


Рис. 196. Усталостная прочность образца из стали 40ХН до (а) и после (б) наклепа (П. И. Кудрявцев)

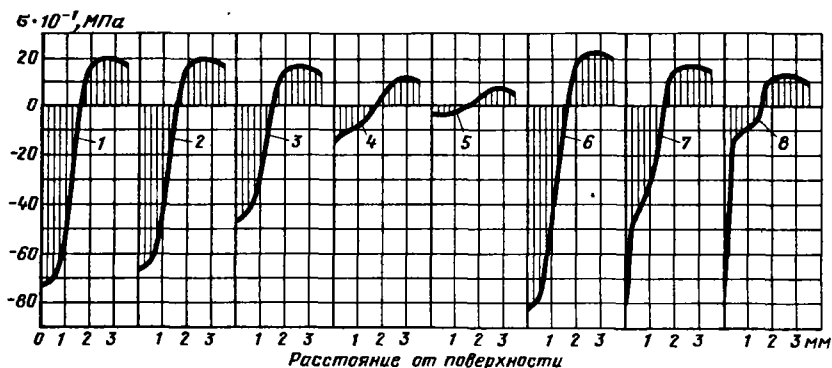


Рис. 197. Остаточные напряжения в поверхностном слое (сталь 45):

1 — после закалки с нагревом ТВЧ; 2 — после отпуска при 100°C; 3 — при 200°C; 4 — при 300°C; 5 — при 400°C; 6 — дробеструйный наклеп после закалки; 7 — то же после отпуска при 200°C; 8 — то же после отпуска при 300°C (Д. А. Свешников и Е. И. Натанзон)

Эффективен наклеп в напряженном состоянии, представляющий собой сочетание упрочнения перегрузкой с наклепом. При этом способе деталь нагружают нагрузкой того же направления, что и рабочая, вызывая в материале упругие или упругопластические деформации. Поверхностные слои металла, подвергающиеся действию наиболее высоких напряжений растяжения (случай изгиба) или сдвига (случай кручения), подвергают наклепу (например, дробеструйной обработкой). После снятия нагрузки в поверхностном слое возникают остаточные напряжения сжатия, гораздо более высокие, чем при действии только пере-напряжения или только наклепа.

Наклепанный слой чувствителен к нагреву. Повышение температуры до 150–200°C мало снижает напряжения сжатия, созданные наклепом, но при более высоких температурах остаточные напряжения уменьшаются; нагрев до 400–500°C полностью ликвидирует действие наклепа вследствие наступающего при этих температурах процесса рекристаллизации, устраняющего кристаллоструктурные изменения, внесенные наклепом.

На рис. 197 показаны остаточные напряжения в поверхностном слое после закалки с нагревом ТВЧ, отпуска и наклепа. Закалка (кривая 1) создает остаточные напряжения сжатия 730 МПа на глубине до 0,8 мм. Отпуск при 100°C несколько снижает напряжения сжатия (кривая 2) в связи с превращением мартенсита закалки в мартенсит отпуска. С дальнейшим повышением температуры отпуска (постепенное превращение мартенсита отпуска в троостит) напряжения сжатия существенно уменьшаются (кривые 3, 4) и при 400°C (полное превращение мартенсита в троостит) практически исчезают (кривая 5). Наклеп (кривые 6–8) со-

здает в поверхностном слое напряжения сжатия ~800 МПа почти независимо от вида предшествующей термообработки (при сопоставлении попарно кривых 3–7 и 4–8 отчетливо видно наложение напряжений сжатия, вызванных наклепом, на постепенно снижающиеся с повышением температуры отпуска закалочные напряжения).

Основные способы поверхностного упрочнения: дробеструйная обработка, обкатывание, чеканка, алмазное выглаживание.

Дробеструйная обработка заключается в наклепе поверхностного слоя потоком стальных закаленных шариков ($\varnothing 0,5$ –1,5 мм), создаваемым пневматическими или центробежными дробеметами. Дробеструйной обработке можно подвергать фасонные поверхности. Качество поверхности при наклепе несколько снижается (на 1–2 класса шероховатости по сравнению с исходной), вследствие чего точные поверхности необходимо после наклепа подвергать финишным операциям.

Режим дробеструйной обработки выбирают в соответствии со свойствами обрабатываемого материала, его твердостью и прочностью. При передозировании легко получить перенаклеп, вызывающий хрупкость и трещиноватость поверхностного слоя. Ориентировочные параметры (для термообработанных сталей): скорость потока дробы 50–60 м/с; интенсивность потока 50–80 кг/мин; угол атаки (угол наклона струи к обрабатываемой поверхности) 60–90°; продолжительность обработки 2–5 мин. При правильно выбранном режиме наклепа остаточные напряжения сжатия составляют 600–800 МПа.

Поверхности вращения упрочняют обкатыванием стальными закаленными роликами. Силу прижатия ролика выбирают

с таким расчетом, чтобы создать в поверхностном слое напряжения, превышающие предел текучести материала в условиях всестороннего сжатия (для сталей 5000–6000 МПа).

Для ориентировочного расчета можно пользоваться формулой

$$P = 3 \cdot 10^{-3} \sigma_{0,2} D B \frac{a}{1+a}, \quad (81)$$

где D — диаметр вала, мм; $\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала, МПа; B — рабочая ширина ролика, мм; $a = D_{p1}/D$ — отношение диаметра ролика к диаметру вала.

При обычных значениях $a = 0,8 \div 1$

$$P = 1,5 \cdot 10^{-3} \sigma_{0,2}^2 D B. \quad (82)$$

Ширина ролика при обкатывании валов диаметром 60–120 мм $B = 10 \div 20$ мм. Рабочую поверхность ролика бомбинируют, кромки скругляют галтелями $R = 1 \div 2$ мм. Шероховатость рабочей поверхности ролика $Ra = 0,025 \div 0,05$ мкм. Окружная скорость вала 10–20 м/мин. Продольная подача $s = (0,05 \div 0,1) B$ мм/об (в среднем 0,5–1 мм/об). Число проходов 2–3.

С целью уменьшения давления на ролик применяют виброобкатывание (ролику сообщают колебания в радиальном направлении с помощью пневматического или электромагнитного вибратора).

Плоские поверхности упрочняют обкатыванием шариками, установленными во вращающемся патроне. Заготовке придают движения продольной и поперечной подачи. При правильно выбранном режиме обкатывания остаточные напряжения сжатия в поверхностном

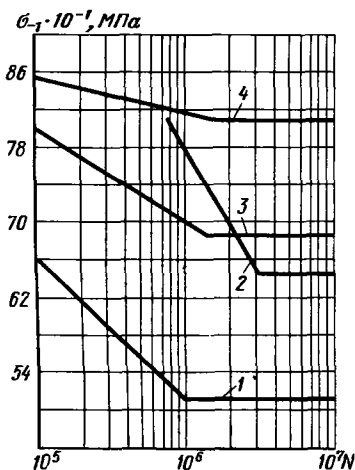


Рис. 198. Циклическая прочность после улучшения (1), азотирования (2), улучшения и обкатывания (3), азотирования и обкатывания (4). Сталь 18Х2Н4ВА

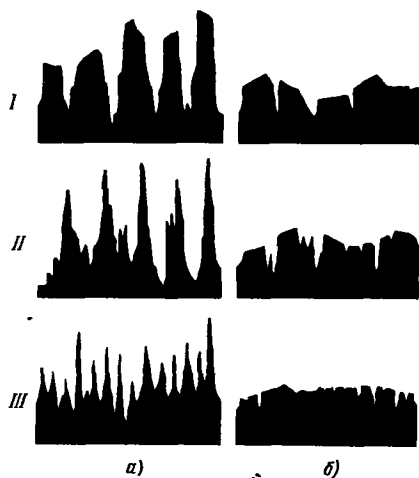


Рис. 199. Микропрофиль поверхностей (вертикальное увеличение $\times 2000$, горизонтальное $\times 50$): а — после механической обработки (I — точение; II — черновое шлифование; III — чистовое шлифование); б — то же после накатывания шариками (Ю. Езерский)

слое составляют 800–1000 МПа. Глубина уплотненного слоя 0,2–0,5 мм.

На рис. 198 представлены кривые усталости улучшенной и азотированной стали до и после обкатывания. Предел выносливости азотированной стали на 25% выше, чем улучшенной; обкатывание повышает предел выносливости в обоих случаях на 25–30%.

В противоположность дробеструйной обработке обкатывание улучшает качество поверхности.

Так как размеры после обкатывания практически не меняются, то обкатывание можно применять как заключительную технологическую операцию. Возможность точной и чистовой обработки после обкатывания не исключается: как установлено опытами, снятие наклепанного слоя на глубину 0,05–0,1 мм не снижает заметно упрочняющего эффекта.

Для получения наилучших результатов поверхности перед обкатыванием целесообразно подвергать отделочной обработке вплоть до полирования. На рис. 199 показан микропрофиль накатанных поверхностей, обработанных точением, черновым и чистовым шлифованием. Как видно, поверхность после накатывания тем глаже, чем тоньше предшествующая механическая обработка.

Чеканку производят бойками со сферической рабочей поверхностью, приводимыми в колебание пневматическими или электромагнитными устройствами. Частота колебаний и

скорость вращения заготовок должны быть согласованы с таким расчетом, чтобы наклепанные участки перекрывали друг друга. При ультразвуковой чеканке боек, прижатый к детали силой 100–200 Н, колеблется с частотой 20–25 кГц и амплитудой 10–20 мкм.

Другой способ уплотнения поверхностного слоя — холодная калибровочная чеканка в закрытых штампах.

Алмазное выравнивание заключается в обработке предварительно шлифованной и полированной поверхности закругленным ($R_{\text{сф}} = 2 \div 3$ мм) алмазным резцом при скорости 50–400 м/мин, подаче 0,02–0,1 мм/об и радиальной силе на резце ~ 200 Н. Процесс применим как для пластичных материалов, так и для термообработанных до высокой твердости (закалка с нагревом ТВЧ, азотирование).

При выравнивании поверхностный слой уплотняется на глубину 0,3–0,5 мм; в нем возникают высокие (1000–2500 МПа) остаточные напряжения сжатия. Качество поверхности значительно улучшается. Микрорельеф приобретает благоприятные для циклической прочности плавные очертания.

Детали, закаленные на мартенсит, упрочняют обработкой на белый слой точением твердосплавными резцами с большим отрицательным передним углом (до 45°) без смазочно-охлаждающих жидкостей при скорости резания 60–80 м/мин. Поверхностный слой при этом подвергается своего рода термомеханической обработке, представляющей собой совмещение процессов высокотемпературной деформации и вторичной закалки. На поверхности образуется светлая нетравящаяся корка толщиной 0,1–0,2 мм, обладающая высокой твердостью (HV 1000–1300 при исходной твердости материала HV 600–700) и состоящая из мелкозернистого (размер зерна 0,05–0,1 мкм) тонкоиглочатого мартенсита вторичной закалки с высокодисперсными карбидными включениями. В зоне белого слоя возникают чрезвычайно высокие сжимающие напряжения (до 5000 МПа), обуславливающие резкое повышение циклической прочности. Усталостно-коррозионная стойкость повышается примерно в 10 раз по сравнению с исходной. Хорошие результаты получаются только при условии сплошного белого слоя. В противном случае на участках разрыва слоя возникают скачки напряжений, снижающие циклическую прочность. Чистовую обработку белого слоя производят микрошлифованием, полированием и суперфинишированием.

Стенки отверстий упрочняют с помощью раскатывания, калибрования ша-

риками и дорнования (прошивание уплотняющими прошивками).

Для упрочнения фасонных отверстий, обрабатываемых протягиванием (в частности шлицевых отверстий), протяжкам придают выглаживающие зубья скругленного профиля.

Внутренние полости сложной конфигурации уплотняют струйно-абразивным полированием (полирование струей воды со взвешенными зёрнами абразивного материала).

В стадии разработки находится способ импульсного гидронаклепа струей высокого давления. Перспективным является электрогидравлический наклеп, основанный на эффекте Юткина, а также упрочнение в зрывом. Этими способами можно упрочнять детали самой сложной формы с одновременным уплотнением всех наружных и внутренних поверхностей.

Особое значение для циклической прочности имеет предупреждение коррозии. Положительный эффект дает нанесение тончайших полимерных пленок (поливинилхлоридов, эпоксидов, синтетических каучуков), а также органических веществ с активными гидроксильными группами, обеспечивающими прочную связь покрытия с металлом. Упрочняющее действие пленок обусловлено не только предупреждением коррозионных процессов. Пленки, по-видимому, образуют молекулярный барьер, препятствующий выходу дислокаций на поверхность металла. Этот способ применим для свободных поверхностей и поверхностей в неподвижных соединениях и ограничено для поверхностей, работающих в условиях трения скольжения.

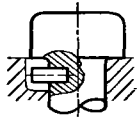
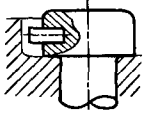
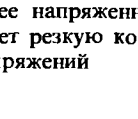
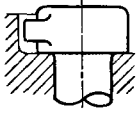

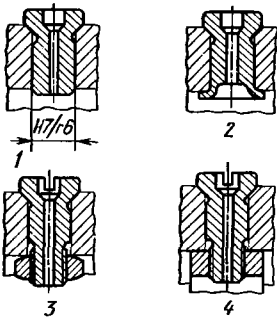
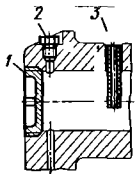
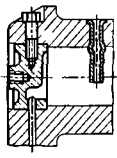

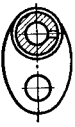
КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

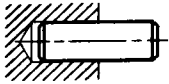
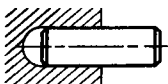



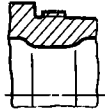
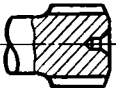
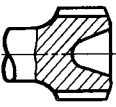
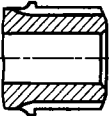
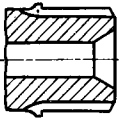
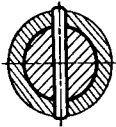
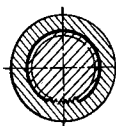
Уменьшение концентрации напряжений. Если устранить концентраторы напряжений полностью невозможно, то следует заменять сильные концентраторы умеренно действующими. Например, резьбовые отверстия, принадлежащие к числу наиболее сильных концентраторов, целесообразно заменять гладкими отверстиями, отрицательный эффект которых меньше и может быть ослаблен рядом мер.

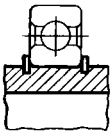
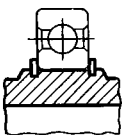
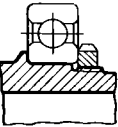
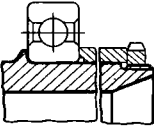
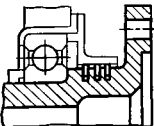
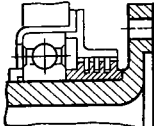


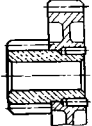
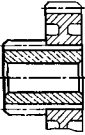
Концентраторы следует удалять из наиболее напряженных участков детали и переносить, если это допускает конструкция, в зоны наименьших напряжений. С целью уменьшения номинальных напряжений целесообразно увеличивать сечения детали на участках расположения концентраторов.

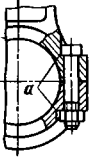
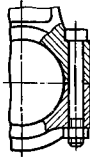
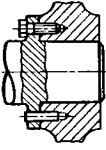
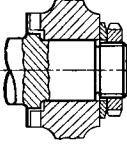
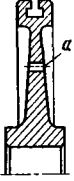
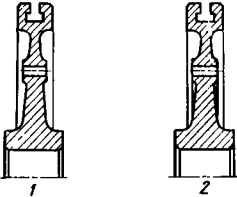

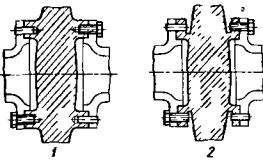
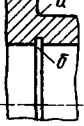

Примеры устранения и снижения концентрации напряжений приведены в табл. 26.

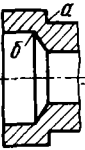
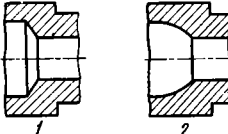
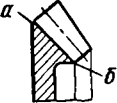


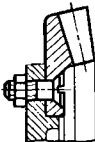
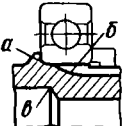
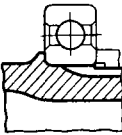
26. Устранение и снижение концентрации напряжений

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Головка болта</p> 		<p>Усик перенесен в головку в область низких напряжений. Концентрация напряжений остается</p>
<p>Фиксирующий усик расположен в наиболее напряженной зоне и вызывает резкую концентрацию напряжений</p> 		<p>Усик выполнен как одно целое с головкой. Концентрация напряжений практически устранена</p>
<p>Крепление пробки в вале</p>  <p>Резьба вызывает концентрацию напряжений</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Резьбовое крепление заменено запрессовкой 2. Пробка укреплена развальцовкой 3. Пробка укреплена гайкой 4. Пробка ввернута в кольцо, расположенное в полости вала
<p>Масляная система шейки коленчатого вала</p>  <p>Заглушка 1, пробка 2 и маслоподводящая трубка 3 установлены на резьбе, вызывающей концентрацию напряжений</p>		<p>Заглушка установлена в валу и застопорена винтом. Маслоподводящая трубка завальцована в отверстии шейки вала</p>
<p>Масляное отверстие в шатунной шейке коленчатого вала</p>  <p>Отверстие расположено в наиболее напряженной на изгиб зоне шейки</p>		<p>Отверстие перенесено в нейтральную зону (расположение отверстия должно быть согласовано с векторной диаграммой нагрузок)</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p data-bbox="18 169 249 196">Отверстие под штифт</p>  <p data-bbox="18 333 350 388">Концентрация напряжений в дне отверстия</p>		<p data-bbox="684 169 1002 196">Днище отверстия закруглено</p>
<p data-bbox="18 404 222 431">Нарезной стержень</p> 		<p data-bbox="684 404 1019 459">Увеличен диаметр нарезного участка</p>
<p data-bbox="18 608 170 635">Вал с резьбой</p> 		<p data-bbox="684 608 1019 635">Вал усилен на участке резьбы</p>
<p data-bbox="18 812 215 838">Торсионный валик</p>  <p data-bbox="18 976 350 1031">Концентрация напряжений у основания шлицев</p>		<p data-bbox="684 812 1019 867">Валик усилен на участке расположения шлицев</p>
<p data-bbox="18 1042 170 1069">Шлицевой вал</p>  <p data-bbox="18 1204 350 1259">Концентрация напряжений у основания шлицев</p>		<p data-bbox="684 1042 1019 1097">Вал усилен на ослабленном участке</p>
<p data-bbox="18 1273 350 1328">Штифтовое соединение вала со ступицей</p>  <p data-bbox="18 1486 350 1541">Высокая концентрация напряжений в валу и ступице</p>		<p data-bbox="684 1273 1019 1328">Штифтовое соединение заменено шлицевым</p> <p data-bbox="684 1430 1019 1541">Благодаря большому числу шлицев напряжения на участках передачи крутящего момента резко снижены</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Установка подшипника на валу</p>  <p>Вал ослаблен канавками под стопорные кольца</p>		<p>Вал усилен на ослабленном участке</p>
<p>Крепление подшипника на валу</p>  <p>Концентрация напряжений на резьбовом участке</p>		<p>Резьбовой пояс перенесен на ненагруженный конец вала</p>
<p>Узел уплотнения</p>  <p>Канавки под уплотнительные кольца резко ослабляют вал</p>		<p>Канавки выполнены в насадной втулке</p>
<p>Соединение зубчатого колеса с валом</p>  <p>Концентрация напряжений на участках расположения гужонов</p>		<p>Диаметр расположения и число гужонов (винтов) увеличены (уменьшение сил, передаваемых гужонами). Вал и ступица утолщены</p>
<p>Блок зубчатых колес</p>  <p>Концентрация напряжений на участке расположения гужонов</p>		<p>Колесо посажено на продолжение зубьев шестерни (резкое снижение сил на участках передачи крутящего момента). Вал и ступица утолщены</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Головки шатуна</p>  <p>На участках <i>a</i> шатун и крышка ослаблены выборками под головки болтов и гаек</p>		<p>Сечения ослабленных участков увеличены</p>
<p>Установка ротора на валу</p> 		<p>Ротор затянут кольцевой гайкой. Крутящий момент передается торцовыми зубьями, вынесенными за пределы напряженных участков ступицы</p>
<p>Крепежные болты и установочные штифты ослабляют ступицу</p> <p>Ротор турбины</p>  <p>Диск ротора ослаблен разгрузочными отверстиями <i>a</i></p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Отверстия усилены бобышками 2. Отверстия расположены в кольцевом усиливающем поясе
<p>Крепление ротора турбины к разъемному валу</p>  <p>Отверстия под болты ослабляют ротор</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Отверстия под болты расположены в кольцевых утолщениях и вынесены за пределы напряженных сечений 2. Отверстия под болты расположены во фланцах, отнесенных от тела ротора
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол <i>a</i> и выточка <i>b</i>)</p>		<p>Ослабленный участок усилен разноской концентраторов напряжений</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол a и внутренний b)</p>	 <p>1 2</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ослабленный участок усилен разноской входящих углов 2. Внутренний концентратор устранен приданием полости плавных очертаний
<p>Коническое зубчатое колесо</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (впадины a, зубьев и острые торцовые кромки b)</p>		<p>Зубчатый венец усилен</p>
<p>Крепление зубчатого венца к диску</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (впадины зубьев и отверстия под болты)</p>		<p>Крепление перенесено в диск зубчатого венца</p>
<p>Установка подшипника на шлицевом валу</p>  <p>Совмещение трех концентраторов напряжений (входящий угол a, впадины шлицев b и внутренний входящий угол θ)</p>		<p>Сечения вала на участке расположения концентраторов напряжений усилены. Внутренней полости приданы плавные очертания</p>

Галтели. Концентрацию напряжений во входящих углах ступенчатых деталей, например ступенчатых валов, можно значительно снизить рациональной формой сопряжения ступеней.

Острые входящие углы на участках перехода (рис. 200, *а, б*) вызывают значительную концентрацию напряжений. Конические сопряжения (рис. 200, *в*) увеличивают прочность

переходных участков, но сокращают длину цилиндрической поверхности малого диаметра. Их применяют только на свободных переходах, где деталь конструктивно не связана со смежными деталями.

Чаще всего для снижения концентрации напряжений на участках перехода вводят галтели (рис. 200, *г, жс*).

Концентрация напряжений падает с умень-

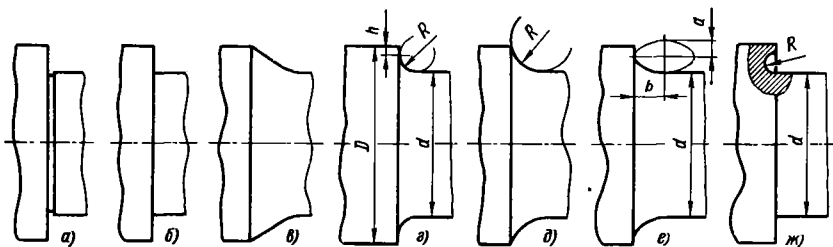


Рис. 200. Снижение концентрации напряжений во входящих углах ступенчатых валов

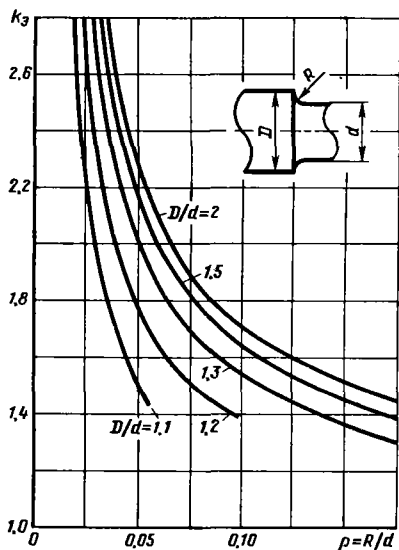


Рис. 201. Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе ступенчатых валов

шением перепада диаметров и увеличением относительного радиуса галтели $\rho = R/d$ (рис. 201, д). Достаточно низкие значения эффективного коэффициента концентрации напряжений ($k_3 = 1,5$) получаются при $\rho = 0,05 \div 0,08$ для малых перепадов и $\rho = 0,1 \div 0,15$ для больших (рис. 202).

Если ступенька используется для упора насадной детали и имеет плоский участок h , то

максимальный радиус галтели

$$\rho_{\max} = 0,5 \left(\frac{D}{d} - \frac{2h}{d} - 1 \right)$$

и при обычных значениях $D/d = 1,2 \div 1,3$ и $h/d = 0,03$ не может быть больше $\rho \approx 0,1$.

Эллиптические галтели (см. рис. 200, е) обеспечивают при одинаковых перепадах диаметров относительно большее (примерно на 20%) увеличение прочности. Эффективность таких галтелей зависит от отношения большой полуоси b эллипса к диаметру d вала. При $b = (0,4 \div 0,45)d$ и $a/b = 0,4$ коэффициент концентрации напряжений не превышает 1,5.

Недостатком эллиптических галтелей является сокращение длины цилиндрической части вала, что нежелательно как в случаях установки насадных деталей, так и при установке шейки вала в подшипниках скольжения.

Сокращения длины цилиндрической части вала можно избежать, если применить поднутренные галтели (см. рис. 200, ж), которые по эффективности приблизительно равноценны круговым галтелям с одинаковыми значениями R/d . Поднутрение целесообразно применять в случаях сопряжения цилиндрических валов с призматическими частями, когда есть место для расположения галтели достаточно большого радиуса.

На рис. 203 представлены способы перекрытия галтелей повышенной прочности при установке насадных деталей, например подшипников качения, имеющих небольшой радиус

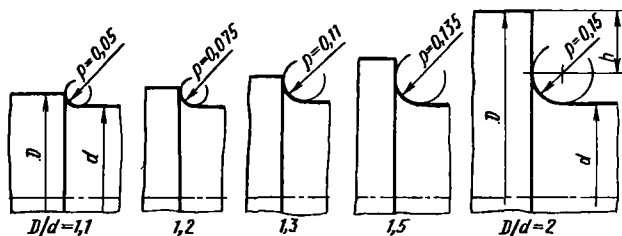
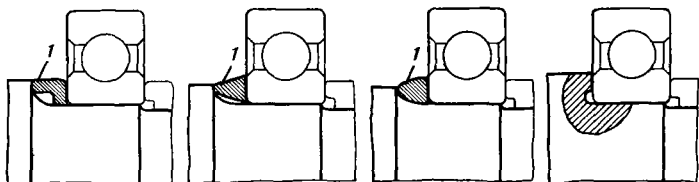


Рис. 202. Равнопрочные ($k_3 = 1,5$) галтели для различных отношений D/d

Рис. 203. Установка шариковых подшипников на валах с галтелями



закругления или фаску на входе. В случае круговых галтелей большого радиуса и эллиптических галтелей эти приемы сводятся к установке промежуточных шайб *I* с выемками под галтель.

У деталей, испытывающих большие циклические нагрузки, галтели обязательны во всех входящих углах.

На рис. 204 показаны примеры введения галтелей в шпоночных, шлицевых соединениях и зубчатых передачах (*a, в, д* — неправильные, *б, г, е* — правильные конструкции). В зубчатых передачах наиболее высокую циклическую прочность обеспечивает выполнение впадины между зубьями по радиусу: для фрезерованных зубьев — по рис. 204, *ж*, для шлифованных — по рис. 204, *з*.

Отверстия. Участки деталей, ослабленные отверстиями, упрочняют путем увеличения сечений в зоне расположения отверстий, скругления кромок отверстий, обжатия кромок, дорнования отверстий и т. д.

На рис. 205 приведена последовательность операций при обработке отверстий в высоко-

нагруженных деталях (разгрузочные отверстия дисков турбин): *a* — сверление; *б* — снятие фаски; *в* — зенкерование; *г* — развертывание; *д* — скругление кромок; *е* — уплотнение галтели; *ж* — прошивание отверстия шариком.

Полые валы. Внутренние полости валов, подвергающихся большим циклическим нагрузкам, следует обрабатывать с наиболее низкой, экономически приемлемой шероховатостью, вплоть до полирования, и подвергать упрочняющей обработке (раскатыванию, калиброванию, уплотняющему протягиванию, чеканке взрывом). На внутренних поверхностях следует избегать выточек, резьб и других резких концентраторов напряжений. В ступенчатых отверстиях следует делать плавные переходы между ступеньками.

Острые входящие углы около ступенек (рис. 206, *a, б*) вызывают концентрацию напряжений и резко снижают прочность вала. В конструкциях *в, г* прочность повышена введением галтелей. На рис. 206, *д-и* показаны валы с бутылочными отверстиями.

Галтели в открытых бутылочных отверстиях

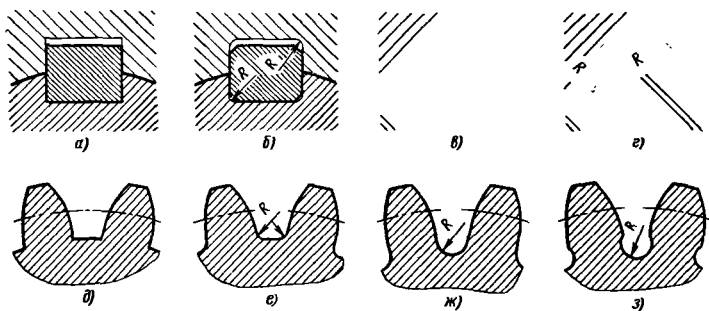


Рис. 204. Введение галтелей

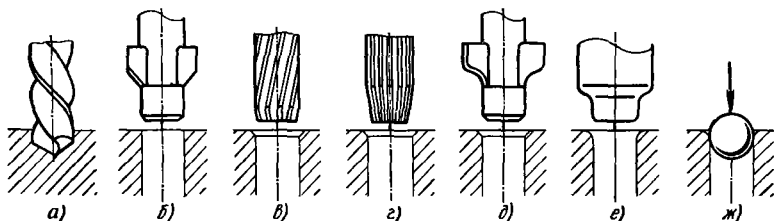


Рис. 205. Обработка отверстий в циклически нагруженных деталях

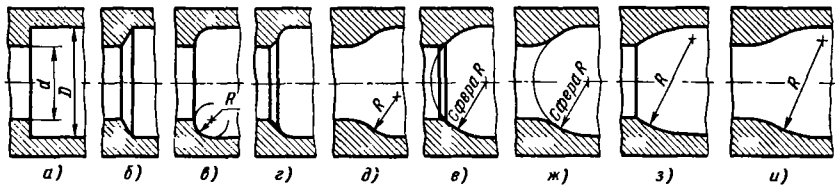


Рис. 206. Ступенчатые отверстия

обрабатывают по копиру, управляющему поперечным перемещением суппорта. Чистовую обработку производят фасонным зенкером или резцом 1, устанавливаемым в борштанге, центрированной по малому диаметру отверстия (рис. 207, а). Полости, ограниченные галтелями с обеих сторон (бочкообразные отверстия), обрабатывают фасонным резцом 2 (рис. 207, б), закрепленным в скалке 3, установленной эксцентрично в борштанге 4. Поворотом скалки резец убирают, после чего борштангу вводят в отверстие и выдвигают резец.

Прозводительнее обработка бочкообразных отверстий поворотным резцом, установленным в борштанге и управляемым тягой (рис. 207, в), рейкой (рис. 207, з) или червячной передачей (рис. 207, д).

Радиус галтели определяется положением точки крепления резцедержателя. По конструкции поворотного механизма выгодно, когда

ось резцедержателя расположена в центре борштанги, т. е. когда галтель образована сферой с центром по оси вала. Такая форма обеспечивает достаточно плавный переход от одного диаметра отверстия к другому. Более плавный переход можно обеспечить смещением точки крепления резцедержателя с оси вала (рис. 207, е).

Для определения максимального технологически допустимого радиуса галтелей во внутренних полостях можно пользоваться ориентировочным соотношением $R_{\max} = 0,5(D + 0,7d)$, где D и d — соответственно наибольший и наименьший диаметры отверстия.

При обработке ступенчатых внутренних полостей в заготовках из массивных труб происходит перерезание волокон в напряженных участках перехода от одной ступеньки к другой.

С целью упрочнения валы с бочкообразной внутренней полостью изготовляют обжатием

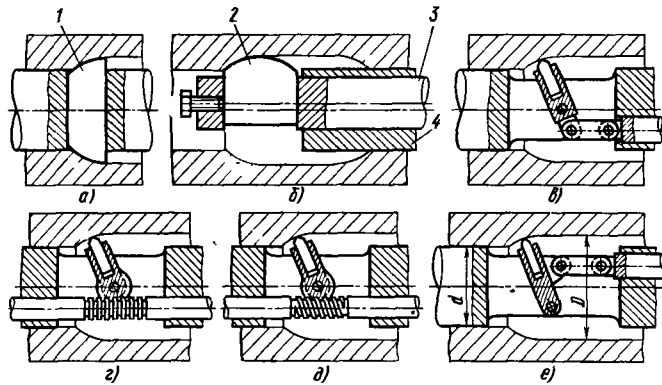


Рис. 207. Обработка внутренних галтелей

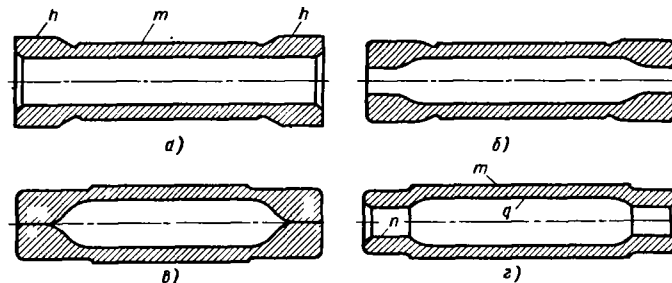


Рис. 208. Изготовление цельнокованных валов с бочкообразной полостью

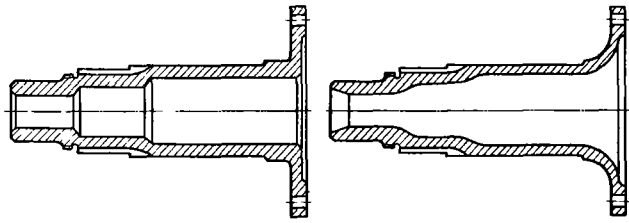


Рис. 209. Нецелесообразная и целесообразная конструкции фланцевого вала

вгорячую концов труб (рис. 208). Заготовкой служит толстостенная цельнотянутая труба, наружную поверхность которой редуцируют, оставляя напуски h на уовку концов (рис. 208, *a*). Поверхность m служит базой для последующих операций.

Затем концы обжимают (рис. 208, *b*) до полной уовки отверстия (рис. 208, *в*). Вслед за этим, базируясь на поверхность m , растачивают отверстия n цапф вала и обрабатывают (одним из способов, описанных выше) поверхность бочкообразной полости (рис. 208, *г*). Далее, базируясь на отверстия n , производят чистовую обработку наружной поверхности вала.

Как общее правило, детали, подверженные высоким циклическим нагрузкам, должны иметь плавные формы, обеспечивающие равномерность силового потока. Сечение деталей следует во избежание скачков напряжений определять из условия приблизительной оди-

наковости напряжений с учетом всех действующих нагрузок.

Детали, хорошо сконструированные под высокие циклические нагрузки, имеют характерные сглаженные формы (рис. 209), которые условно называют обтекаемыми.

Коленчатые валы. На рис. 210 показаны способы повышения циклической прочности коленчатых валов. Исходная конструкция 1 обладает малой прочностью. В конструкции 2 прочность повышена увеличением диаметра коренных и шатунных шеек, а также сечений шек. Увеличение диаметра шеек сокращает длину наиболее опасных по прочности участков m между шейками. Смещение внутренней расточки шатунной шейки с геометрической оси шейки на величину k (конструкция 3) усиливает связь шатунных шеек со щеками и повышает прочность шейки при изгибе силами вспышки.

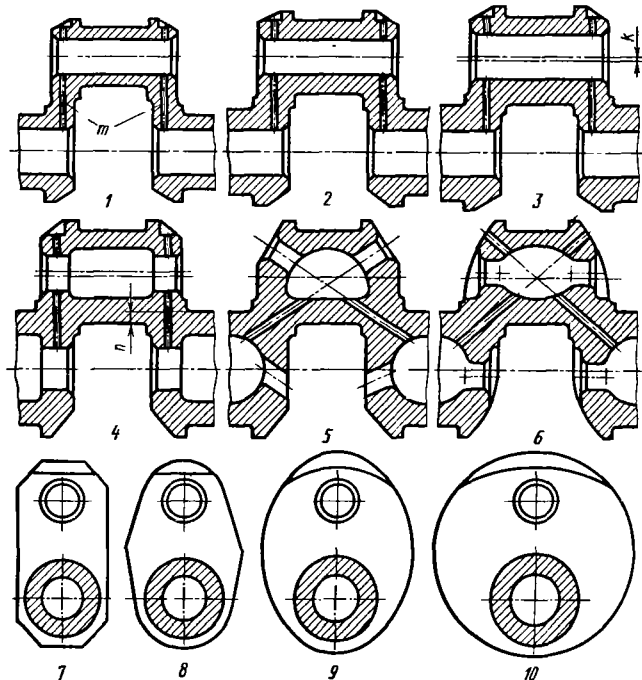


Рис. 210. Увеличение прочности коленчатых валов

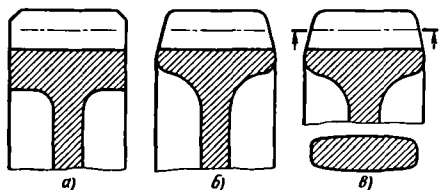


Рис. 211. Устранение концентрации нагрузки на краях зубьев

В конструкции 4 диаметр шеек увеличен до появления перекрытия шатунных и коренных шеек, обеспечивающего прямую связь шеек (участок n). Введена бочкообразная расточка шатунной и коренной шеек, снижающая концентрацию напряжений от маслоподводящих отверстий в щеках коленчатого вала и увеличивающая прочность соединения шеек со щеками. Совокупность всех этих мер значительно увеличивает прочность коленчатого вала по сравнению с исходной конструкцией.

Формы с глубокими внутренними полостями и усиленными щеками (5 и 6) осуществимы в конструкциях литых коленчатых валов.

Во избежание увеличения осевых размеров коленчатого вала и сокращения длины коренных и шатунных шеек, вызываемого утолщением щек, последние развивают в поперечном направлении, заменяя призматические щеки 7 ромбическими 8, эллиптическими 9 и круглыми 10.

Устранение концентрации нагрузок. Важное правило конструирования циклически нагруженных деталей — это устранение местных скачков напряжений, возникающих в точках приложения сосредоточенных нагрузок.

В зубчатых колесах непрямолинейность зубца, погрешности угла наклона спиральных зубьев, перекося осей колес могут вызвать сосредоточение нагрузки на краях и, как следствие, повышенные напряжения изгиба и смятия. Обязательно снятие фасок или галтелей на углах зубьев (рис. 211, *a*). Полезно увеличивать податливость зуба путем уменьшения

жесткости обода по направлению к торцам (рис. 211, *b*).

Действенным средством предупреждения повышенных кромочных давлений является придание зубу слегка бочкообразной формы (бомбинирование) с одновременным скруглением торцовых кромок (рис. 211, *v*). Этот способ обеспечивает при возможных перекосях и неточностях наиболее благоприятное расположение пятна контакта примерно в центре зуба.

Посадки с натягом. Задача упрочнения пресовых соединений заключается прежде всего в уменьшении давления на посадочных поверхностях и напряжений в охватывающей и охватываемой деталях рациональным выбором параметров соединения (диаметра и длины посадочной поверхности, толщины стенок охватывающей и охватываемой детали, см. книгу 2).

Как общее правило, диаметр D посадочной поверхности должен быть больше диаметра D_0 вала по крайней мере на 5–10% (рис. 212, *a*) и соединен с ним плавными галтелями $R = (0,2 \div 0,25)D$. Скачки напряжений на краях соединения снижают введением на края ступицы разгружающих фасок m (рис. 212, *b*), утонением ступицы к торцам (рис. 212, *v*), бомбинированием вала (рис. 212, *z*).

Значительное повышение прочности дает круговое накатывание посадочной поверхности вала. Не рекомендуется применять накатывание ограниченных кольцевых участков у торцов соединения (рис. 212, *d*), так как на границах этих участков возникают скачки напряжений.

Эффективный способ повышения сопротивления усталости пресовых соединений — это упрочнение контактных поверхностей химико-термической обработкой.

Циклически нагруженные соединения. Соединения, передающие переменный момент или испытывающие знакопеременные радиальные нагрузки, подвержены усталостным повреждениям особого вида: фрикционной кор-

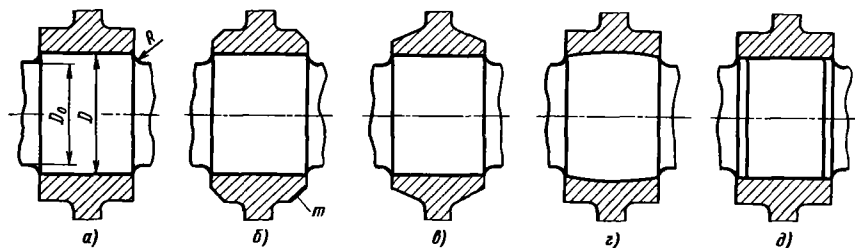


Рис. 212. Увеличение циклической прочности соединений с натягом

розии (фреттинг-коррозии), наклепу и схватыванию.

Основной причиной этих дефектов являются многократно повторные деформации и микродвиги сопряженных поверхностей в окружном и продольном направлениях, вызывающие нагрев металла.

Фрикционная коррозия (фреттинг-коррозия) заключается в окислении поверхности металла. На стальных и чугунных поверхностях образуются оксиды железа (преимущественно Fe_2O_3) в виде ржавых пятен, а при далеком заедшей коррозии — в виде скопленных порошка коричневого цвета. На бронзовых поверхностях появляются зеленые пленки окислов меди, а на алюминиевых — белые пленки Al_2O_3 . Фрикционная коррозия, как и всякий вид коррозии, резко снижает циклическую прочность.

Соединения, работающие в тяжелых условиях, нагреваются в результате периодических деформаций до 400—500 °С. Кратковременные пиковые температуры на участках соприкосновения микронеровностей («тепловые вспышки») достигают 800—1000 °С. При этом происходит локальный отпуск, размягчение и снижение прочности стали. В этих условиях возникает фрикционный наклеп, выражающийся в смятии поверхностей, появлении неровностей и частичном сцеплении металла сопрягающихся поверхностей. На последующей стадии соединения сваривается.

Сваривание может происходить при температуре, значительно меньшей сварочной температуры. В обычных условиях поверхность металлов покрыта прочными адсорбированными пленками смазки, оксидов, влаги и паров, предотвращающими металлический контакт. Нагрев и повышенное давление, особенно в точках соприкосновения микронеровностей, разрушают пленки; частицы металла сближаются на расстояние, при котором возникают силы молекулярного и кристаллического взаимодействия. Сначала образуются отдельные мостики сварки, которые затем охватывают обширные участки. Сварившееся соединение невозможно разобрать без его разрушения.

Наиболее склонны к свариванию одинаковые металлы и металлы со сходным атомно-кристаллическим строением, образующие друг с другом твердые растворы замещения. Структурная неоднородность, наличие в металле нескольких фаз, особенно неметаллических (карбидов, силицидов и др.), предотвращают сваривание. Устойчивы против сваривания закаленные стали (если не происходит отпуска стали из-за перегрева во время термобработки).

Главные средства предотвращения этих явлений следующие:

уменьшение деформаций и микродвигов сопрягающихся поверхностей (увеличение жесткости конструкции, силовая затяжка соединений, беззазорная передача крутящего момента);

отвод теплоты, выделяющейся при микросмещениях (применение прокладок из теплопроводных материалов, а в соединениях, работающих с зазорами, — ввод охлаждающего масла);

установка между контактными поверхностями промежуточных бронзовых или латунных втулок;

применение разделительных покрытий (фосфатирование, омеднение и т. д.);

введение твердых смазок на основе дисульфида молибдена, коллоидального графита и др.;

создание в поверхностных слоях структур, устойчивых против коррозии и сваривания, посредством сульфидирования, силицирования, селенирования и др. (см. табл. 9).

Главный конструктивный прием предотвращения наклепа и сваривания — создание на сопрягающихся поверхностях натяга — радиального (по цилиндрическим поверхностям) или осевого (по торцовым поверхностям), который резко повышает жесткость узла в целом, уменьшает упругие деформации системы и эффективно тормозит взаимные смещения сопрягающихся поверхностей (узла, системы).

Крепление насадных деталей без затяжки (рис. 213, 1) или со слабой затяжкой (2) неприемлемо для силовых соединений. При осевой затяжке, с упором ступицы в буртик вала (3), натяг зависит от типа посадки ступицы на вал. Чем тяжелее условия работы, тем более плотной следует делать посадку. В концевых соединениях применяют также затяжку центральным болтом (4) или более сильную затяжку внутренней гайкой (5).

Чисто радиальный натяг обеспечивает посадка с натягом (6). Вводя в соединение конические штифты (7), можно достичь практически беззазорной передачи крутящего момента и исключить возможность угловых микросмещений сопрягающихся поверхностей. Соединение, однако, получается неразборным.

Хорошее соединение обеспечивает затяжка на конус (8). Радиальный натяг регулируют, затягивая гайку динамометрическим ключом или (способ более точный) выдерживая определенное осевое перемещение ступицы (осевой натяг).

В шлицевых соединениях со скользящей посадкой (по центрирующему диаметру,

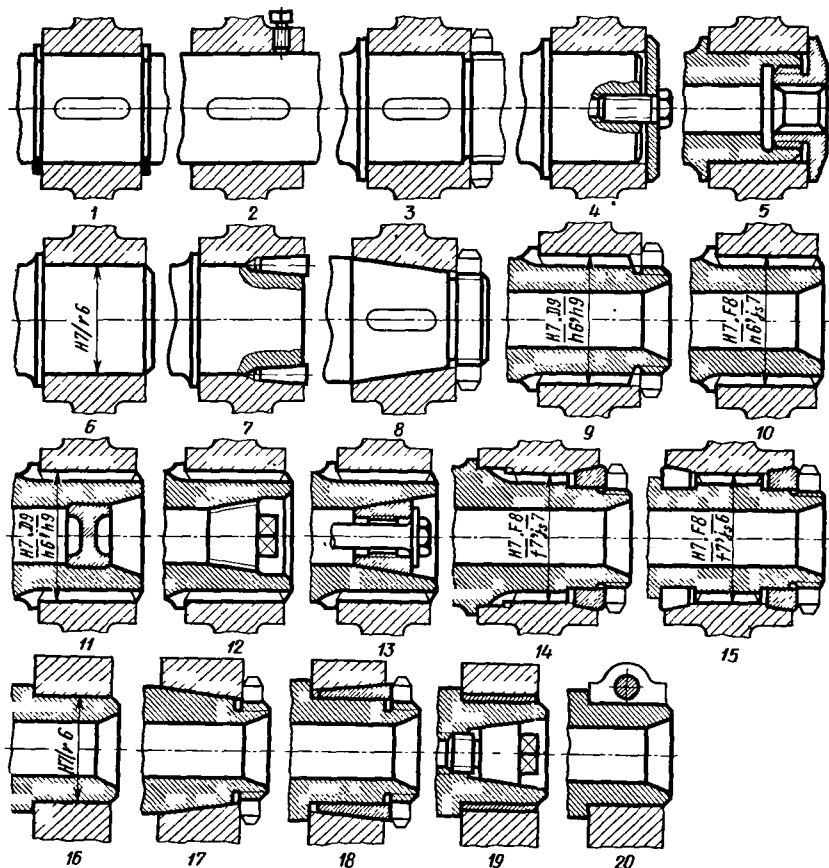


Рис. 213. Затяжка цилиндрических соединений

по рабочим граням шлицев) обязательна затяжка гайкой (9). Для неразборных или редко разбираемых соединений применяют H7/p6 по центрирующему диаметру и F8/g6 по рабочим граням (10).

Радиальный натяг создается при запрессовке пробки во внутреннюю полость вала (11). Соединение неразборное. В разборных кон-

струкциях затяжку осуществляют пробкой с конической резьбой (12) или конусом, стягиваемым центральным болтом (13). В последнем случае на пробке должна быть предусмотрена резьба под съемник.

Тяжелонагруженные шлицевые соединения затягивают на конусы, устанавливаемые с одной (14) или с двух (15) сторон ступицы.

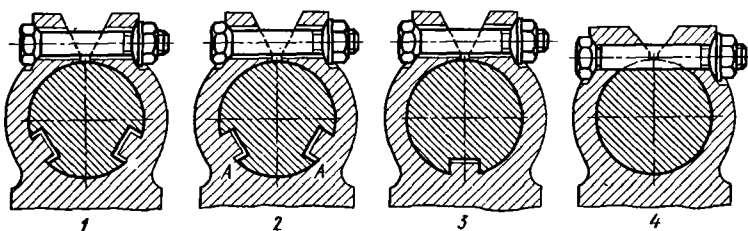


Рис. 214. Клепанные соединения

При соединении цилиндрических деталей с призматическими (например, шеек со щеками в разъемных коленчатых валах) применяют посадки Н7/г6, Н7/с6 (16); на конус (17); на коническую втулку (18), а также затяжку конической пробкой (19). Во избежание наклепа между сопрягающимися поверхностями устанавливают тонкостенную бронзовую или свернутую из латунной ленты втулку. Применяют также затяжку клеммами (20).

В конструкции клеммных соединений необходимо обеспечивать равномерную затяжку по всей окружности клеммы. На рис. 214 показан

пример ошибочной конструкции 1. Крутящий момент от шейки к щеке передают два шипа. При затяжке клеммы верхние грани шипов упрутся в стенки пазов 2. Участок АА остается незатянутым; на нем неизбежно возникает наклеп. В правильной конструкции 3 шип расположен по оси симметрии клеммы. Равномерную затяжку обеспечивает также конструкция 4 с передачей крутящего момента призонным болтом, установленным в лунке шейки. По указанным выше причинам клеммная затяжка неприменима для нагруженных шлицевых соединений.

6. КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ

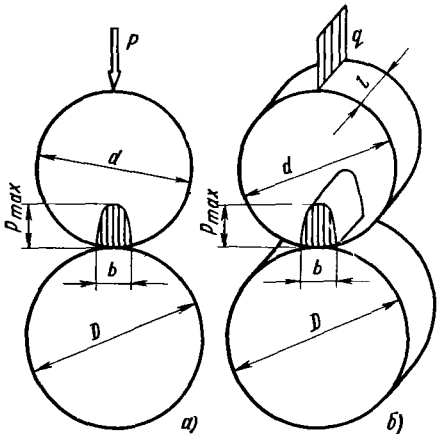
При контактном нагружении сила действует на малом участке поверхности, вследствие чего в поверхностном слое металла возникают высокие местные (локальные) напряжения. Этот вид нагружения встречается при соприкосновении сферических и цилиндрических тел с плоскими, сферическими или цилиндрическими поверхностями.

При теоретическом решении задачи о напряженном состоянии в зоне контакта упругих тел (Герц, Динник, Беляев, Фэппль) предполагают, что нагрузка статическая, материалы тел изотропны, площадка контакта мала по сравнению с поверхностями и действующие силы направлены нормально к этой площадке.

В зоне соприкосновения образуется площадка, размеры которой зависят от упругости материалов и геометрических параметров сжимаемых тел. При сжатии сфер (рис. 215, а) площадка имеет вид окружности диаметром

$$b = 1,4 \sqrt[3]{\frac{PV}{E}},$$

где P – нагрузка, Н; $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости материалов



сфер, МПа; $V = \frac{dD}{D \pm d}$ – приведенный диаметр

сфер, мм (знак плюс для внешнего контакта – выпуклая поверхность соприкасается с выпуклой поверхностью, минус относится к случаю соприкосновения выпуклой поверхности с вогнутой поверхностью диаметром D).

Давление максимально в центре площадки и в 1,5 раза больше среднего давления:

$$P_{\max} = 1,5 \frac{P}{0,785b^2}.$$

При сжатии цилиндров (рис. 215, б) площадка имеет вид прямоугольника шириной

$$b = 1,5 \sqrt{q \frac{V}{E}},$$

где V – приведенный диаметр цилиндров, мм; q – нагрузка на единицу длины цилиндра, Н/мм.

Давление максимально по средней линии площадки и в 1,27 раза превышает среднее давление:

$$P_{\max} = 1,27 \frac{q}{b}.$$

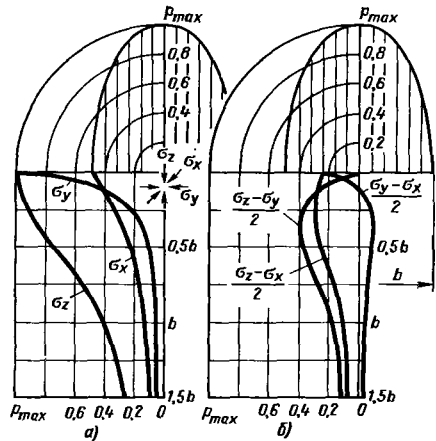


Рис. 215. Схемы контактного нагружения сфер (а) и цилиндров (б)





Рис. 216. Нормальные (а) и тангенциальные (б) напряжения в зоне контакта цилиндров

Волокна материала в зоне действия максимальных давлений находятся в состоянии всестороннего сжатия; в них возникают взаимно перпендикулярные напряжения сжатия σ_x , σ_y , σ_z и направленные к ним под углом 45° октаэдрические напряжения сдвига $0,5(\sigma_z - \sigma_y)$; $0,5(\sigma_z - \sigma_x)$; $0,5(\sigma_y - \sigma_x)$. Распределение этих напряжений (в долях максимального давления p_{max} на площадке контакта) по глубине поверхностного слоя (в долях ширины b площадки контакта) показано на рис. 216. Нор-

мальные напряжения имеют наибольшую величину ($\sigma_z = \sigma_y = p_{max}$; $\sigma_x = 0,5p_{max}$) на поверхности; касательные напряжения — на расстоянии $(0,25 - 0,4)b$ от поверхности (сравни рис. 75).

В условиях всестороннего сжатия предел текучести закаленных сталей высокой прочности достигает 3000–5000 МПа, что примерно в 4–5 раз больше предела текучести при одноосном напряжении сжатия. Допускаемые напряжения 1000–2500 МПа.

27. Основные виды контактного нагружения

Эскиз	Условия работы	Эскиз	Условия работы
 <p>1</p>	<p>Статическая нагрузка (грузоподъемный винт со сферическим торцом)</p>	 <p>7</p>	<p>Качение цилиндра по плоскости (прямолинейная направляющая на роликовых одорах; упорный роликовый подшипник)</p>
 <p>2</p>	<p>Ударная нагрузка (толкатель со сферическим наконечником)</p>	 <p>8</p>	<p>Вращение двух цилиндров без сопротивления на ведомом цилиндре (накатывание вала роликом; ролики с независимым внешним приводом)</p>
 <p>3</p>	<p>Вращение сферы вокруг оси, нормальной к поверхности контакта (шаровая пята)</p>	 <p>9</p>	<p>Обкатывание цилиндра цилиндром (роликовый подшипник)</p>
 <p>4</p>	<p>Скольжение сферы по поверхности контакта (рычажный механизм со сферическим бойком)</p>	 <p>10</p>	<p>Скольжение цилиндра по поверхности контакта (привод кулачком плоского толкателя)</p>
 <p>5</p>	<p>Качение сферы по поверхности контакта (прямолинейная направляющая на шариковых опорах; упорный шариковый подшипник)</p>	 <p>11</p>	<p>Передача вращения от цилиндра к цилиндру при наличии противодействующего момента на ведомом ролике (диски фрикционного вариатора)</p>
 <p>6</p>	<p>Качение сферы по цилиндрической поверхности (радиальный шариковый подшипник)</p>	 <p>12</p>	<p>Перекачивание цилиндра по цилиндру при скольжении (рабочие поверхности зубьев зубчатых колес)</p>

В машиностроительных конструкциях нагрузка, как правило, бывает циклической, вследствие периодического изменения действующей силы, а также вследствие относительного движения соприкасающихся тел.

Основные схемы работы соединений при контактном нагружении представлены в табл. 27 (в скобках приведены конструктивные аналоги).

В схемах 5–12 нагружение имеет циклический характер, даже если действующая сила статическая, так как нагружению подвергаются последовательно различные точки поверхностей. Относительное перемещение соприкасающихся тел нарушает теоретическое (по Г. Герцу) распределение напряжений в зоне контакта. Поверхностный слой в зоне контакта подвергается сжатию и растяжению в тангенциальном направлении. Расположение зон сжатия и растяжения зависит от характера движения. При чистом качении (схемы 7–9) зоны сжатия на обеих сопрягающихся поверхностях (за черные участки) расположены по одну сторону от центра контакта (встречно движению), по другую сторону материал подвергается растяжению.

При скольжении (схема 10) и качении со скольжением (схемы 11, 12) участок сжатия на опережающей поверхности (рис. 217, а) расположен перед центром контакта (встречно движению), а на отстающей поверхности – наоборот; на противоположных участках материал подвергается растяжению (рис. 217, б).

В зоне сжатия опережающей поверхности (рис. 217, а) происходит сближение и сдвиг волокон материала в направлении, указанном стрелками. В зоне растяжения волокна, упруго расправляясь, перемещаются в том же направлении. На отстающей поверхности волокна перемещаются в обратном направлении. В результате на поверхности контакта возникают силы трения, отклоняющие действующие силы от нормали к площадке контакта.

Периодическое сжатие и растяжение волокон вызывает, кроме того, систематическое от-

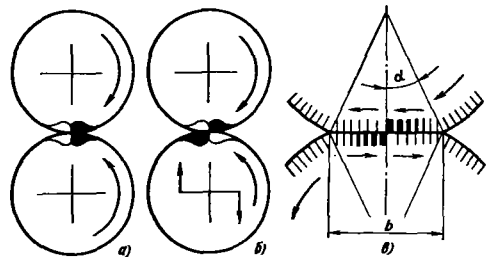


Рис. 217. Сжатие и растяжение в зоне контакта

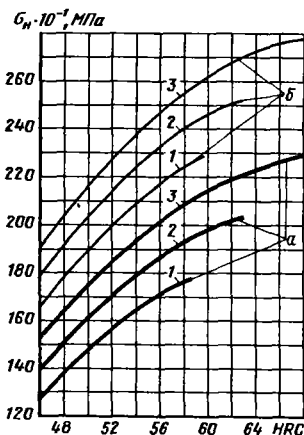


Рис. 218. Циклическая контактная прочность в функции HRC:

1 – сталь 45XH (обработка ТВЧ); 2 – сталь 20X2H4A (цементация); 3 – сталь ШХ15 (закалка и низкий отпуск); а – предельные напряжения при $N = 10^7$ циклов; б – при $N = 10^6$ циклов

ставание ведомого тела. Длина поверхности ведущего тела на угле контакта α равна $0,5b - \Delta b$, где Δb – упругое укорочение поверхности. Длина поверхности ведомого тела на том же участке равна $0,5b + \Delta b'$, где $\Delta b'$ – упругое удлинение поверхности. Следовательно, скорость вращения ведомого тела меньше скорости ведущего тела в отношении

$$i = \frac{0,5b - \Delta b}{0,5b + \Delta b'} = \frac{1 - 2\Delta b/b}{1 + 2\Delta b'/b}$$

Практически $i = 0,99 \div 0,995$.

Из предыдущего ясно, что действительные условия в зоне контакта гораздо сложнее, чем при статическом нагружении, вследствие чего формулы, выведенные для случая статического нагружения, применимы только как первое приближение.

Долговечность циклически нагруженных соединений определяется сопротивлением усталости материала. Кривые сопротивления усталости при контактном нагружении в общем близки к кривым усталости для случаев одноосного напряженного состояния (растяжения, сжатия) с тем различием, что численные значения разрушающих напряжений гораздо выше и кривые не имеют отчетливо выраженного горизонтального участка предела выносливости.

Главное значение для сопротивления усталости в условиях контактного нагружения имеет твердость поверхностного слоя (рис. 218). Процесс усталостного разрушения при контактном нагружении протекает по-особо-

му. Первичные трещины зарождаются в зоне действия максимальных касательных напряжений на глубине, равной 0,3–0,4 размера площадки контакта. Постепенно развиваясь, они выходят на поверхность, образуя характерную точечную сыпь. На дальнейшем этапе точечные дефекты разрастаются и сливаются в цепочки; на участках между цепочками ослабевают и выкрашиваются крупные частицы металла. Это явление называется питтингом¹. В результате питтинга соединение, как правило, выходит из строя.

Повышение скорости относительного движения (качение с проскальзыванием) оказывает до известной степени благоприятное влияние. Поврежденный слой в процессе износа постепенно удаляется, вследствие чего выкрашивания не возникает. Долговечность соединения здесь зависит от интенсивности абразивного износа, изменяющего с течением времени первоначальную форму контактных поверхностей.

Типичным примером контактного усталостного разрушения является питтинг рабочих поверхностей зубьев колес. Питтинг сосредоточивается на участках зуба, близких к начальной окружности. Это объясняется тем, что при обычных значениях коэффициента перекрытия ($\epsilon = 1,2 \div 1,8$) на этих участках нагрузка несет один зуб, а на участках, близких к головке и ножке, — два. Кроме того, на средних участках профиля происходит перекатывание без скольжения, тогда как на участках у головки и ножки имеет место также проскальзывание. Эти участки подвергаются шлифующему действию сопряженных поверхностей, удаляющему поверхностные повреждения, но со временем приводящему к искажению эвольвентного профиля.

Присутствие смазки действует двояко. При умеренных давлениях в зоне контакта масляная пленка способствует более равномерному распределению давлений и увеличению фактической поверхности контакта. Перекатывание поверхностей создает определенный гидродинамический эффект: в пленке, вытесняемой из зазора, возникают повышенные давления, способствующие разделению металлических поверхностей, тем более, что при давлениях, существующих в зоне контакта, увеличивается вязкость масла (тиксотропический эффект). В результате нагрузка воспринимается отчасти упругой деформацией выступающих металлических поверхностей, отчасти давлением в масляной пленке (эластогидродинамическое трение).

Еще резче выражен гидродинамический эффект при скольжении. Масло, увлекаемое движущейся поверхностью, непрерывно поступает в суживающуюся часть зазора, разделяя металлические поверхности. При благоприятных соотношениях (большие скорости скольжения, малые давления, повышенная вязкость масла) в соединении наступает жидкостное трение.

При высоких давлениях в зоне контакта масло оказывает отрицательное влияние. Под действием набегающей поверхности, а также вследствие капиллярности масло внедряется в микротрещины и расширяет их, вызывая ускоренное выкрашивание металла. Особенно резко это явление выражено в случае, если одна из поверхностей в зоне повышенного давления подвергается растяжению (см. рис. 217, в), способствующему раскрытию микротрещин.

Задача повышения прочности контактных соединений заключается прежде всего в снижении давлений на площадке контакта путем придания рациональной формы сопрягающимся поверхностям.

СФЕРИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Максимальное напряжение σ_{\max} в поверхностном слое при сжатии двух сфер, выполненных из одинакового материала, по Герцу

$$\sigma_{\max} = 0,6\sigma_0 \sqrt{\frac{PE^2}{d^2}}, \quad (83)$$

где P — действующая на соединении нагрузка, Н; E — модуль нормальной упругости материала сфер, МПа; d — диаметр меньшей сферы, мм; σ_0 — безразмерная величина,

$$\sigma_0 = \left(1 \pm \frac{1}{a}\right)^{2/3},$$

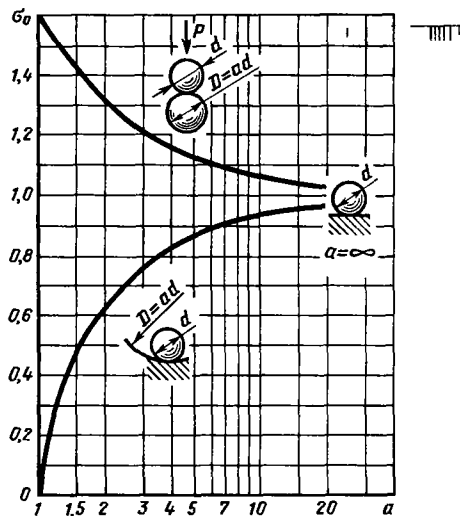
где $a = D/d$ — отношение диаметров большей и меньшей сфер; знак плюс относится к случаю внешнего контакта (обе поверхности выпуклые), минус — к внутреннему контакту (одна из поверхностей вогнутая).

Несущая способность соединения согласно формуле (83)

$$P = 4,65 \left(\frac{d}{E}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}\right)^3. \quad (84)$$

Значения σ_0 приведены на рис. 219 для трех случаев нагружения: сфера по сфере, сфера в сферическом вогнутом гнезде и сфера по плоскости ($a = \infty$). Величина σ_0 , а следовательно, и напряжения максимальны ($\sigma_0 = 1,59$) при сжатии двух сфер одинакового диаметра ($a = 1$). С увеличением диаметра одной из сфер σ_0 снижается, становясь равной $\sigma_0 = 1$ при $a = \infty$.

¹ Усталостное выкрашивание поверхностных слоев.

Рис. 219. Величины σ_0 в функции $a = D/d$

При опоре на вогнутую сферическую поверхность напряжения значительно меньше и резко падают с уменьшением a , т. е. с приближением диаметра вогнутой сферической поверхности к диаметру сферы, стремясь к нулю при $a = 1$ (диаметр вогнутой сферической поверхности равен диаметру сферы).

Это, конечно, не значит, что напряжения исчезают, а только показывает, что формула Герца неприменима при $a \approx 1$, так как в данном случае нарушается одно из основных допущений теории (незначительность размеров площадки сжатия по сравнению с размерами сфер). При $a < 1,01$ расчет по формуле Герца является ненадежным, а при $a = 1$ напряжения следует определять, как напряжения смятия ($\sigma = P/0,785d^2$).

Согласно формулам (83) и (84) напряжения при заданной нагрузке P обратно пропорциональны $d^{2/3}$, а нагрузка при заданном напряжении пропорциональна d^3 .

На рис. 220,а приведены подсчитанные по формуле (83) максимальные напряжения σ_{\max} (принято $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $P = 1$) в функции диаметра d сферы при различных значениях a . Напряжения падают с увеличением d и резко снижаются с уменьшением a . При $a = 1,02$ напряжения в 13,5 раза меньше, чем при $a = \infty$ (опора на плоскость), и приблизительно в 20 раз меньше, чем при $a = 1$ (сжатие сфер одинакового диаметра).

Еще значительнее влияет a на нагрузочную способность. На рис. 220,б приведена подсчитанная по формуле (84) предельная нагрузка при $\sigma_{\max} = 1000$ МПа. Как видно из диаграммы, нагрузка при $a = 1,02$ в 2500 раз больше, чем при $a = \infty$.

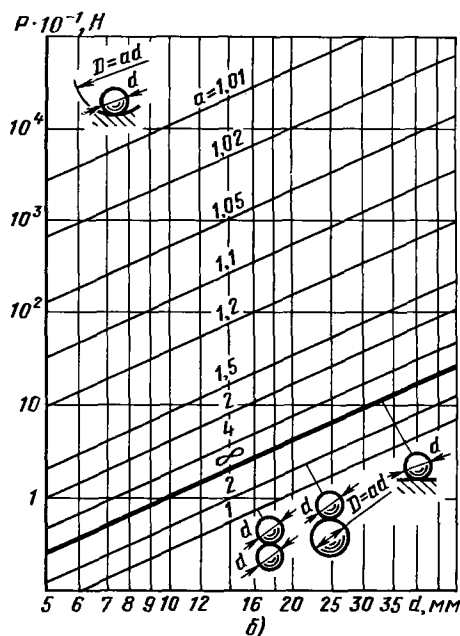
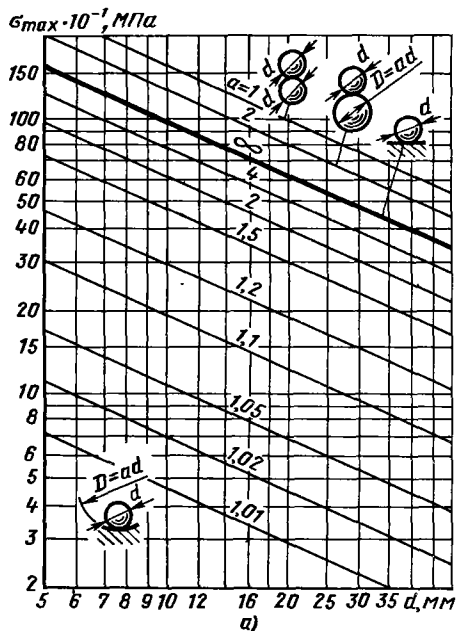


Рис. 220. Прочность и нагрузочная способность сферических соединений

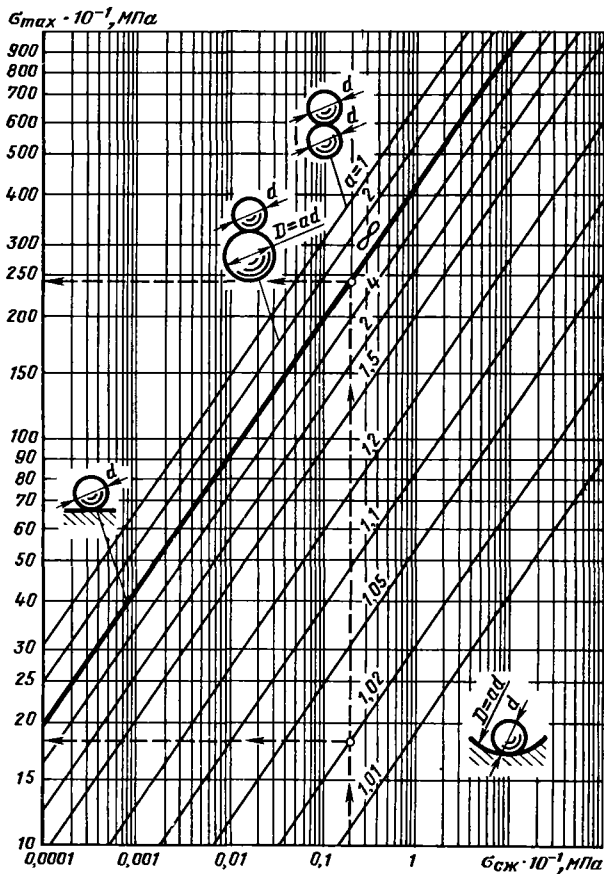


Рис. 221. График для расчета сферических соединений

Фактор P/d^2 в формуле (83) удобно заменить величиной

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{0,785d^2}, \quad (85)$$

где $\sigma_{сж}$ — напряжение сжатия, возникающее под действием силы P в центральном сечении сферы (напряжение реальное для полных сфер и условное для тел с ограниченной сферической поверхностью).

Вводя эту величину в формулу (83) и принимая $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, получаем

$$\sigma_{max} = 420\sigma_0 \sqrt[3]{\sigma_{сж}}. \quad (86)$$

На основании этой формулы составлен график для расчета сферических соединений (рис. 221).

Пример 1. Найти максимальное напряжение в шарике $d = 10$ мм, опертом на плоскость и нагруженном силой $P = 150$ Н. Напряжение сжатия $\sigma_{сж} = \frac{P}{0,785d^2} = \frac{150}{78,5} \approx 2$ МПа.

Отправляясь от точки $\sigma_{сж} = 2$ МПа на оси абсцисс до встречи с линией $a = \infty$, находим на оси ординат $\sigma_{max} = 2400$ МПа.

При опоре в сферическом гнезде с $a = 1,02$ напряжение согласно графику падает до 180 МПа, т. е. в 13,5 раза.

Пример 2. Найти силу, которую может нести шарик диаметром 10 мм, опертый в сферическом гнезде с $a = 1,02$ при напряжении $\sigma_{max} = 1000$ МПа.

Проводя от точки $\sigma_{max} = 1000$ МПа на оси ординат горизонталь до встречи с линией $a = 1,02$, находим на оси абсцисс $\sigma_{сж} = 330$ МПа. Следовательно, $P = \sigma_{сж} \cdot 0,785d^2 = 330 \cdot 0,785 \cdot 10^2 = 2,6 \cdot 10^4$ Н.

Пример 3. Задана нагрузка $P = 10^5$ Н. Допустимое напряжение $\sigma_{max} = 1000$ МПа. Найти удовлетворяющий этому условию диаметр шарика, опертого в сферическом гнезде с $a = 1,02$.

Согласно предыдущему $\sigma_{сж} = 330$ МПа. Диаметр шарика по формуле (85)

$$d = \sqrt{\frac{P}{0,785\sigma_{сж}}} = \sqrt{\frac{10^5}{0,785 \cdot 330}} \approx 20 \text{ мм.}$$

При опоре на плоскость ($a = \infty$) напряжение сжатия согласно диаграмме было бы $\sigma_{сж} = 0,15 \text{ МПа}$ и

$$d = \sqrt{\frac{10^5}{0,785 \cdot 0,15}} \approx 900 \text{ мм.}$$

Так как материал на площадке контакта работает в условиях всестороннего сжатия, то при расчете контактных сочленений допускают высокие напряжения 1000–2500 МПа. (При ударной нагрузке допустимые напряжения снижают в 2–3 раза.)

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Максимальное напряжение при сжатии двух цилиндров, выполненных из одинакового материала, по Герцу

$$\sigma_{\max} = 0,6\sigma'_0 \sqrt{\frac{PE}{ld}}, \quad (87)$$

где d — диаметр меньшего цилиндра, мм; l — длина цилиндров, мм; σ'_0 — безразмерная величина (см. с. 243).

Несущая способность соединения согласно формуле (87)

$$P = 2,77 \frac{ld}{E} \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma'_0} \right)^2. \quad (88)$$

Значения σ'_0 приведены на рис. 222 для трех случаев нагружения: цилиндр по цилиндру,

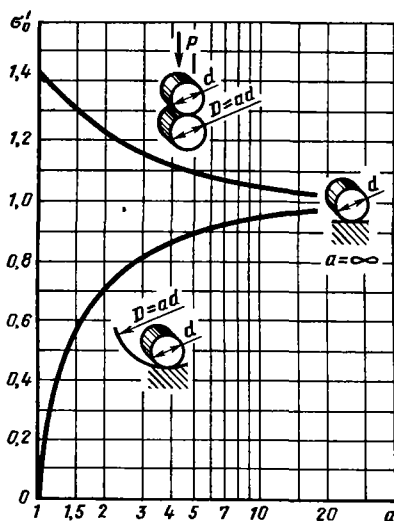


Рис. 222. Величины σ'_0 в функции $a = D/d$

цилиндр в цилиндрическом вогнутом гнезде, цилиндр по плоскости ($a = \infty$).

Величина σ'_0 , а следовательно, и напряжения максимального ($\sigma'_0 = 1,41$) при сжатии цилиндров одинакового диаметра ($a = 1$), снижаются до $\sigma'_0 = 1$ при работе цилиндра по плоскости ($a = \infty$) и резко падают при работе в ци-

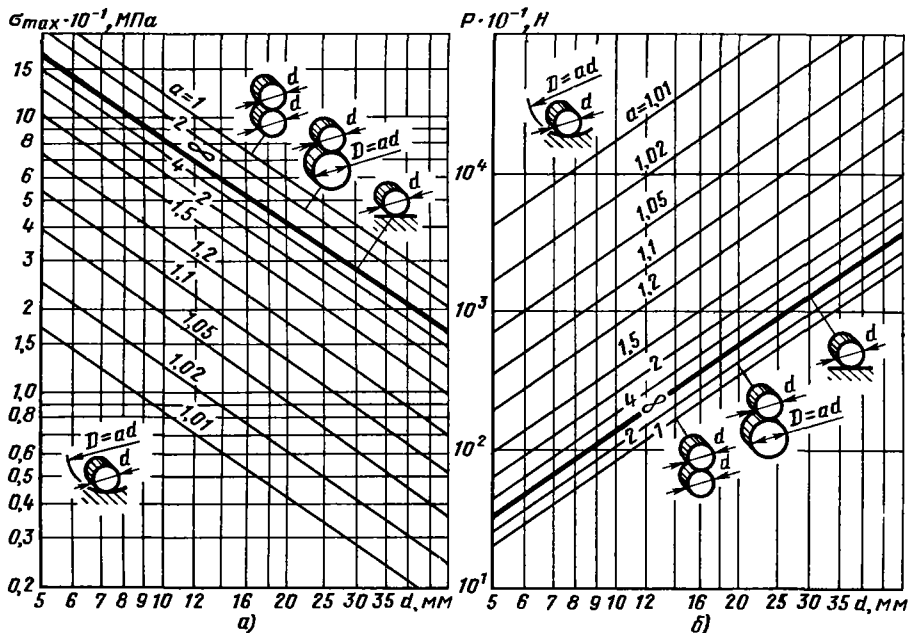


Рис. 223. Прочность и нагрузочная способность цилиндрических соединений

линдрическом вогнутом гнезде, стремясь к нулю при диаметре гнезда, равном диаметру цилиндра ($a = 1$).

Как видно из формул (87) и (88), напряжения при заданной нагрузке обратно пропорциональны $(ld)^{1/2}$, а нагрузка при заданном напряжении пропорциональна ld .

На рис. 223,а приведены подсчитанные по формуле (87) напряжения σ_{\max} (принято $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $l = d$, $P = 1$) в функции диаметра цилиндра d при различных значениях a . Напряжения падают пропорционально d и снижаются с уменьшением a . При $a = 1,02$ напряжения в 7 раз меньше, чем при $a = \infty$ (опора на плоскость), и в 10 раз меньше, чем при $a = 1$ (сжатие цилиндров одинакового диаметра).

На рис. 223,б приведена подсчитанная по формуле (88) предельная нагрузка при $\sigma_{\max} = 1000$ МПа. Нагрузка при $a = 1,02$ в 50 раз больше, чем при $a = \infty$.

Подставляя в формулу (87) $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и вводя обозначение $\sigma_{сж} = P/ld$, получаем

$$\sigma_{\max} = 87\sigma_0 \sqrt{\sigma_{сж}} \quad (89)$$

На основании этой формулы составлен график для расчета цилиндрических соединений (рис. 224).

Пример 1. Найти максимальное напряжение в ролике $d = 10$ мм, $l = 10$ мм при нагрузке 2000 Н ($\sigma_{сж} = \frac{2000}{10 \cdot 10} = 20$ МПа). Ролик оперт на плоскость ($a = \infty$).

Отправляясь от точки $\sigma_{сж} = 20$ МПа на оси абсцисс до встречи с линией $a = \infty$, находим на оси ординат $\sigma_{\max} = 1300$ МПа. При опоре на вогнутую цилиндрическую поверхность с $a = 1,02$ напряжение падает до 170 МПа, т. е. в 7,5 раза.

Пример 2. Найти силу, которую может нести ролик $d = 10$ мм, $l = 10$ мм, опертый в цилиндрическом гнезде с $a = 1,02$, при напряжении $\sigma_{\max} = 1000$ МПа.

По графику находим для этих условий $\sigma_{сж} =$

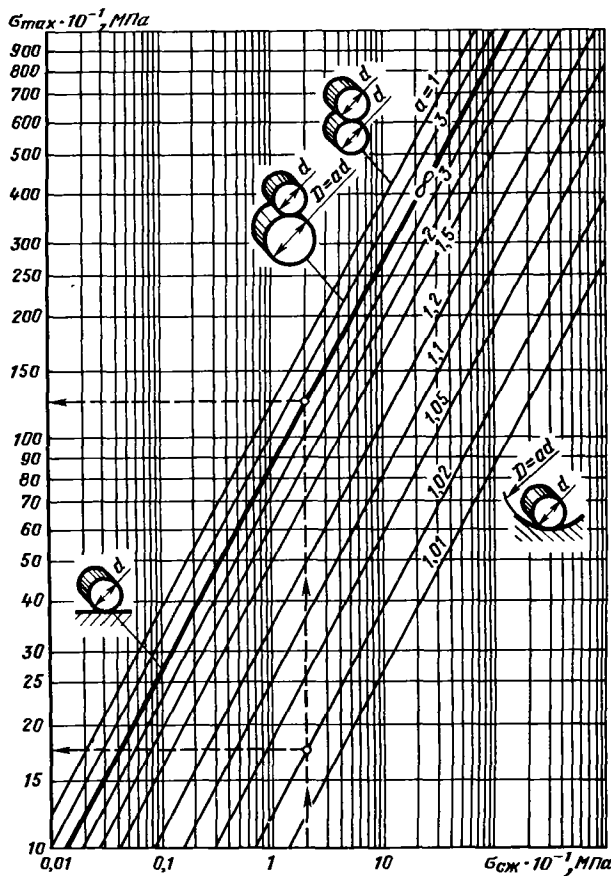


Рис. 224. График для расчета цилиндрических соединений

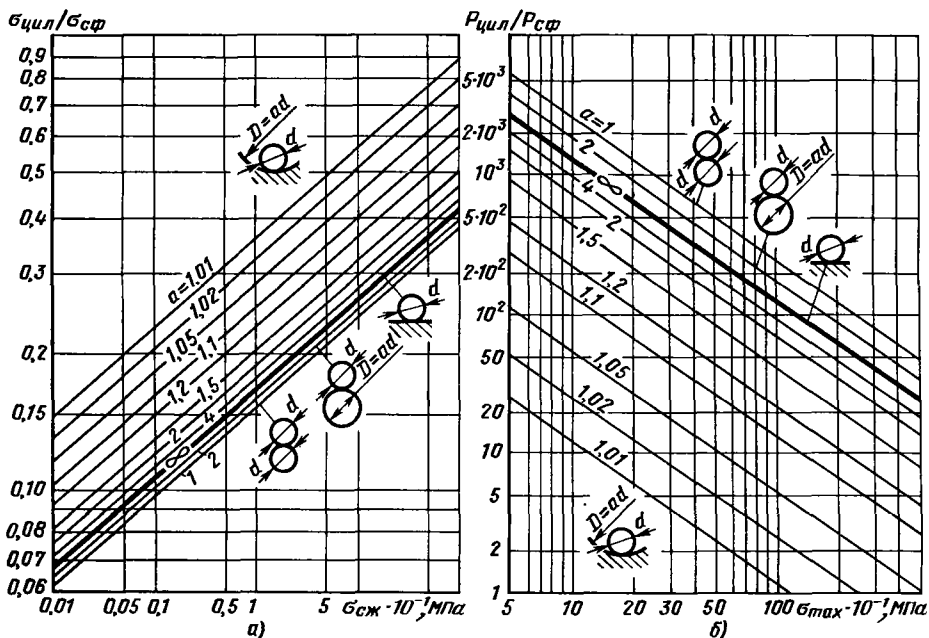


Рис. 225. Сравнительная прочность и нагрузочная способность цилиндрических и сферических соединений

= 660 МПа. Следовательно, $P = 660ld = 660 \cdot 10 \cdot 10 = 6,6 \cdot 10^4$ Н.

Для сравнения напомним, что нагружаемость шарика $d = 10$ мм при тех же условиях (см. расчетный пример 2 на с. 245) равна $2,6 \cdot 10^4$ Н.

Сравним прочность цилиндрических и сферических соединений. Разделив почленно уравнения (89) и (86), получаем отношение максимальных напряжений в цилиндрах и сферах одинакового диаметра (принято $l/d = 1$):

$$\frac{\sigma_{\text{цил}}}{\sigma_{\text{сф}}} = \frac{87\sigma'_0 \sqrt{\sigma_{\text{сж}}}}{420\sigma_0 \sqrt[3]{\sigma_{\text{сж}}}} = 0,19 \left(\frac{\sigma_{\text{сж}}}{1 \pm \frac{1}{a}} \right)^{1/6}$$

На основании этого уравнения построен график (рис. 225, а), из которого видно, что максимальные напряжения в цилиндрах значительно ниже, чем в сферах ($\frac{\sigma_{\text{цил}}}{\sigma_{\text{сф}}} = 0,1 \div 0,2$), только при низких значениях $\sigma_{\text{сж}}$ (малые нагрузки, большие диаметры). При обычных значениях $\sigma_{\text{сж}} = 100 \div 500$ МПа разница уменьшается ($\frac{\sigma_{\text{цил}}}{\sigma_{\text{сф}}} = 0,3 \div 0,7$), а при $\sigma_{\text{сж}} = 1000$ МПа и $a = 1,02$ прочность цилиндриче-

ских и сферических сочленений становится практически одинаковой ($\frac{\sigma_{\text{цил}}}{\sigma_{\text{сф}}} = 0,9$).

Разделив почленно уравнения (88) и (84), находим отношение нагрузок, выдерживаемых цилиндрическими и сферическими соединениями (принято $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа)

$$\frac{P_{\text{цил}}}{P_{\text{сф}}} = 1250 \frac{1 + \frac{1}{a}}{\sigma_{\text{max}}}$$

Из графика (рис. 225, б), построенного на основании этого выражения, видно, что нагрузочная способность цилиндрических соединений значительно (в сотни раз) превосходит нагрузочную способность сферических соединений при низких значениях $[\sigma] = 50 \div 200$ МПа. При обычных в машиностроении величинах $\sigma_{\text{max}} = 1000 \div 2000$ МПа отношение $P_{\text{цил}}/P_{\text{сф}}$ снижается до 20–100 при $a = 1,1$ и до 2–10 при $a < 1,1$. С дальнейшим повышением σ_{max} разница в несущей способности цилиндров и сфер незначительна. При $a = 1,02$ и $\sigma_{\text{max}} = 2500$ МПа несущая способность цилиндров и сфер одинакова, а при более высоких значениях σ_{max} сферы превосходят цилиндры по нагрузочности ($P_{\text{цил}}/P_{\text{сф}} < 1$).

Нагрузочную способность цилиндрических соединений можно повысить увеличением длины цилиндров. Эта возможность отсут-

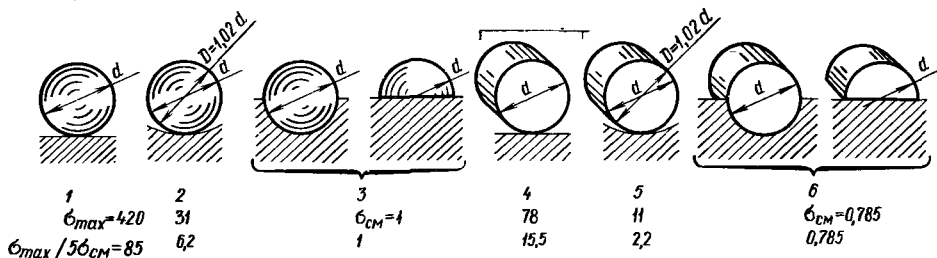


Рис. 226. Соединения с точечным (1, 2), линейным (4, 5) и поверхностным (3, 6) контактами

ствуует у сферических соединений. Однако увеличение длины цилиндров лимитируется наступающей у длинных цилиндров ($l/d > 1,5 \rightarrow 2$) вследствие неточностей изготовления неравномерностью распределения нагрузки по длине и сосредоточением нагрузки на кромках цилиндров.

В заключение сравним прочность соединений в условиях точечного, линейного и поверхностного контакта.

Примем напряжения сжатия в сфере $\sigma_{\text{сж}} = 1$. Тогда для цилиндра одинакового диаметра с $l/d = 1$ величина $\sigma_{\text{сж}} = 0,785$. Формулы (86) и (89) принимают следующий вид: $\sigma_{\text{сф}} = 420\sigma_0$; $\sigma_{\text{цил}} = 78\sigma_0$. Подсчитанные по этим формулам значения σ_{\max} приведены в первой строке на рис. 226 (случаи 1, 2, 4, 5).

Для случаев 3, 6 поверхностного контакта расчетное напряжение смятия $\sigma_{\text{см}}$, очевидно, равно напряжению сжатия $\sigma_{\text{сж}}$ (для сферы $\sigma_{\text{см}} = \sigma_{\text{сж}}$; для цилиндра $\sigma_{\text{см}} = 0,785\sigma_{\text{сж}}$). Так как допускаемые напряжения σ_{\max} при контактно нагружении в среднем в 5 раз больше допускаемых напряжений смятия, то сравнительную прочность контактно-нагруженных соединений и соединений с поверхностным контактом оцениваем отношением $\sigma_{\max}/5\sigma_{\text{см}}$ (вторая строка на рис. 226).

В рассматриваемом случае ($\sigma_{\text{сж}} = 1$; $l/d = 1$) прочность соединения увеличивается:

при переходе от расположения на плоскости к расположению в вогнутом гнезде с $a = 1,02$: для сфер (случаи 1 \rightarrow 2) в $\frac{420}{31} = 13,5$ раза,

а для цилиндров (случаи 4 \rightarrow 5) в $\frac{78}{11} \approx 7$ раз;

при переходе от точечного контакта к линейному: для случая расположения на плоскости (1 \rightarrow 4) в $\frac{420}{78} \approx 5,5$ раза, а для случая расположения в гнезде (2 \rightarrow 5) в $\frac{31}{11} \approx 2,8$ раза;

при переходе от точечного контакта к по-

верхностному в сферических соединениях: для случая расположения на плоскости (1 \rightarrow 3) в 8,5 раза, а для случая расположения в гнезде (2 \rightarrow 3) в 6,2 раза;

при переходе от линейного контакта к поверхностному в цилиндрических соединениях: для случая расположения на плоскости (4 \rightarrow 6)

в $\frac{15,5}{0,785} \approx 20$ раз, а для случая расположения

в гнезде (5 \rightarrow 6) в $\frac{2,2}{0,785} \approx 3$ раза.

МАТЕРИАЛЫ. ИЗГОТОВЛЕНИЕ

Детали контактно-нагруженных соединений изготавливают из высокопрочных сталей с содержанием в среднем 1%С, термообработанных на твердость не ниже HRC 60–62.

Мелкие детали, работающие при спокойной нагрузке, выполняют из углеродистых сталей У11, У12, а при ударной нагрузке – из сталей У8–У10. Термообработка: закалка в воду с 750–800 °С; отпуск при 150–180 °С (HRC 60–62). Для более напряженных соединений применяют легированные инструментальные стали. Закалка в воде или масле с 800–850 °С, отпуск при 150–160 °С (HRC 62–68).

Крупные детали сложной формы изготавливают из цементуемых сталей типа 20Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 12ХНЗА, 18Х2Н4В. Глубина цементации 1–1,5 мм. После цементации заготовки подвергают измельчающему отжигу. Закалка в воду или масло с 800–850 °С, отпуск при 100–160 °С (HRC 62–65).

Детали, подвергающиеся высокочастотным циклическим нагрузкам (подшипники качения), изготавливают из сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ. Заготовки подвергают сфероидизирующему отжигу. Закалка с $820 \pm 10^\circ\text{C}$, отпуск при 100–160 °С (HRC 62–66). Для уменьшения количества остаточного аустенита закаленные заготовки обрабатывают холодом (при -30°C).

Детали, работающие при особо высоких циклических нагрузках, изготавливают из сталей вакуумной плавки, подвергнутых электрошла-

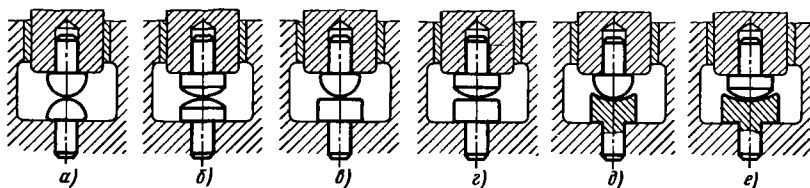


Рис. 227. Упрочнение узла шарикового подпятника

ковому, электронно-лучевому или плазменному переплаву под вакуумом.

Зубья тяжело нагруженных шестерен подвергают поверхностной закалке с нагревом ТВЧ (глубина закаленного слоя 2–3 мм, HRC 58–60), цементации (глубина слоя 0,8–1 мм, HRC 60–62), нитроцементации (глубина слоя 0,5–0,8 мм, HRC 62–65), азотированию (глубина слоя 0,5–0,8 мм, HV 900–1200).

Детали, работающие в агрессивных средах, изготавливают из коррозионностойких сталей типа 4X13, X18. Закалка в масле с 1000–1070°C, отпуск при 200–300°C (HRC 60–62).

Для изготовления соединений, работающих при повышенных температурах, применяют легированные Cr, Si, Mo и W стали ледебуритного и мартенситного классов (теплостойкостью до 350°C) и высоковольфрамитовые стали типа быстрорежущих P9, P12, P18, P9K10, P18K5Ф2 (теплостойкостью до 500°C). Быстрорежущие стали закалывают в масло с 1240–1280°C и подвергают (с целью уменьшения количества остаточного аустенита) трех-четырёхступенчатому отпуску при 550–570°C с выдержкой на каждой ступени ~ 1 ч, а также обработке холодом (при –80°C). Твердость после оптимальной термообработки HRC 65–70.

Высокой теплостойкостью (до 550–600°C) обладают стеллиты – сплавы Cr, Mo, W на основе Co или Ni. Твердость HRC 60–65; хорошо противостоят горячей коррозии; термообработки не требуют. Кобальтовые стеллиты применяют только в литом виде и используют преимущественно для наплавки рабочих поверхностей слоем толщиной 1–1,5 мм. Более высокими качествами обладают поддающиеся ковке никелевые стеллиты.

Рабочие поверхности контактно-нагруженных деталей обрабатывают до 10–12-го класса шероховатости. Ответственные детали дополнительно подвергают электрополированию.

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

При конструировании контактно-нагруженных соединений основное внимание должно быть обращено на уменьшение напряжений путем придания соединениям рациональной

формы. В случаях, когда это допускают условия работы соединения, тела, воспринимающие нагрузку, следует опирать в гнездах, имеющих диаметр, близкий к диаметру тела ($a = 1,02 \div 1,03$). Пример последовательного упрочнения сферического соединения приведен на рис. 227 (узел шарикового подпятника). Наиболее выгодна конструкция на рис. 227, e со сферой большого диаметра, расположенной в сферическом гнезде.

Так как даже в случае сфер и цилиндров большого диаметра поверхность контакта весьма мала, то для сокращения точной механической обработки целесообразно придавать рабочей поверхности наименьшие приемлемые по технологии изготовления размеры (рис. 228).

Во всех случаях, когда это возможно по конструкции, следует применять линейный контакт вместо точечного и поверхностный вместо линейного и точечного.

В рычажном механизме (рис. 229, a) рычаг 1, совершающий колебательные движения, приводит в движение другой рычаг (на рисунке не показан) через палец 2, скользящий в пазу рычага. Конструкция нерациональна, так как контакт на поверхности трения линейный и палец быстро изнашивается грани паза. В улучшенной конструкции 2 (рис. 229, б) на палец надет сухарь 3. Контакт между сухарем и гранями паза, а также между пальцем и отверстием сухаря поверхностный, что резко снижает износ.

На рис. 229, в показан узел привода толкателя 4 с помощью наклонной шайбы 5, действующей на сферический торец толкателя. Для повышения износостойкости целесообразно приводить в движение толкатель через самоустанавливающуюся пятю 6 (рис. 229, г)

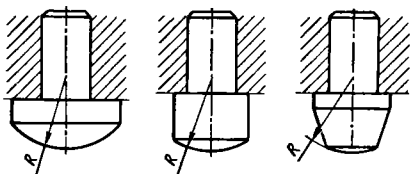


Рис. 228. Сокращение рабочих размеров сферической поверхности

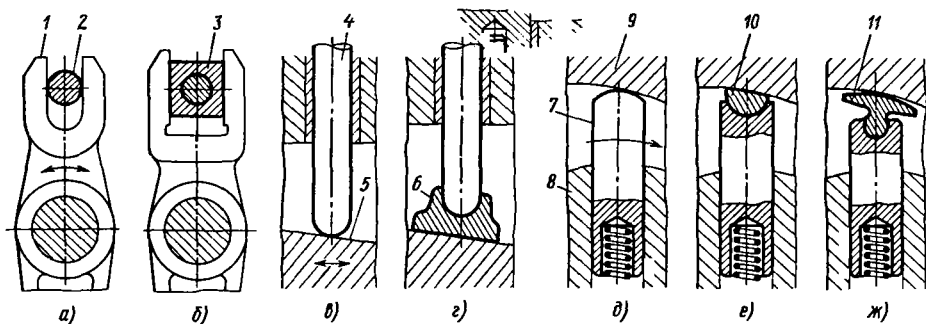


Рис. 229. Замена линейного контакта поверхностным

с поверхностным контактом по толкателю и шайбе.

В лопастном насосе (рис. 229, д) лопатка 7 скользит в направляющем пазу ротора 8 и под действием центробежной силы и пружины прижимается к стенкам корпуса 9 из эксцентричного отверстия. Линейный контакт между лопаткой и отверстием корпуса можно заменить поверхностным путем установки шарнирного вкладыша 10 (рис. 229, е). Введение самоустанавливающегося башмака 11 (рис. 229, ж) позволяет создать жидкостную гидродинамическую смазку.

СОЕДИНЕНИЯ, РАБОТАЮЩИЕ ПОД УДАРНОЙ НАГРУЗКОЙ

Условия работы циклически нагруженных соединений резко ухудшаются, если в соединении имеется зазор. Сопряженные поверхности периодически раздвигаются и смыкаются; нагрузка становится ударной. При неправильной конструкции соединение быстро выходит из строя в результате перегрева, наклепа и разбивания рабочих поверхностей.

Для увеличения работоспособности соединений, испытывающих ударные нагрузки, целесообразно следующее:

- повышать упругость системы, вводя амортизаторы, смягчающие удары;
- уменьшать напряжения на рабочих поверхностях заменой точечного и линейного контак-

тов поверхностным и увеличением размеров поверхности;

придавать рабочим поверхностям повышенные прочность, твердость и термостойкость;

всемерно уменьшать или полностью устранять зазоры в соединениях;

подводить в соединения обильную смазку с целью создания амортизирующей масляной пленки, отвода теплоты, выделяющейся при ударах, и (в случае закаленных стальных поверхностей) с целью предупреждения отпуска; уменьшать массу звеньев механизма для снижения инерционных нагрузок.

При контролируемой нагрузке (например, в механизмах, приводимых в действие кулачками) следует всемерно уменьшать нагрузку и степень ее ударности путем уменьшения ускорений, возникающих в системе (применение кулачков рационального профиля, например параболических и полиномиальных).

На рис. 230 приведен пример последовательного упрочнения узла привода поступательно-возвратно движущегося штока. Так как между поверхностями контакта неизбежен зазор h , то нагрузка имеет ударный характер. По кинематике системы движение коромысла 1 сопровождается смещением бойка по торцу штока, что делает условия работы соединения еще более тяжелыми. Работоспособность соединения можно повысить установкой закаленных до высокой твердости бойка и наконечника на

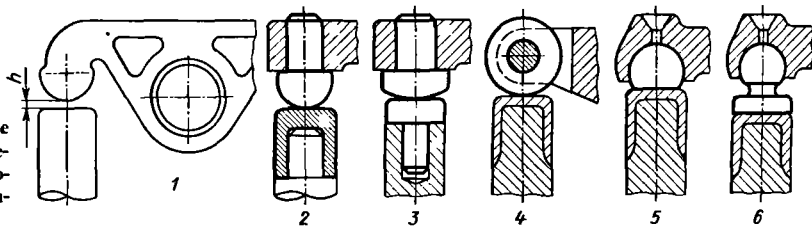


Рис. 230. Повышение работоспособности соединений, подвергающихся ударным нагрузкам

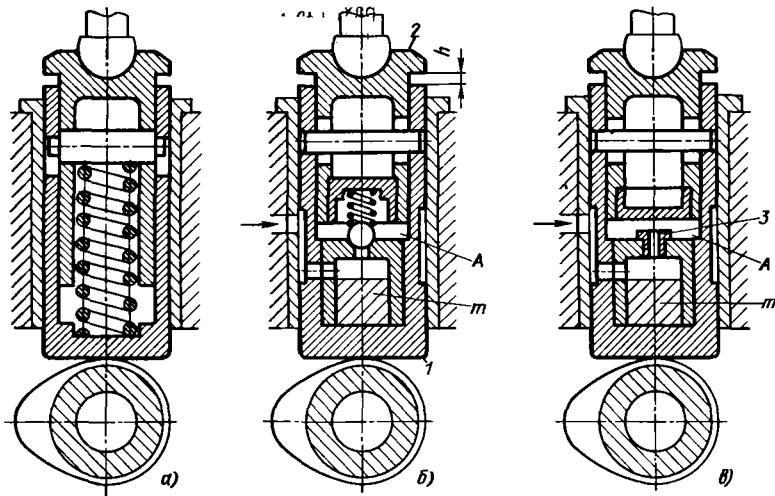


Рис. 231. Толкатели

штоке (конструкция 2). Недостаток конструкции — гочечный контакт.

Условия работы сочленения улучшают также применением бойка с цилиндрической поверхностью большого радиуса, обеспечивающей линейный контакт с пониженными контактными напряжениями (конструкция 3). Еще лучше конструкция 4, где трение скольжения заменено трением качения.

В наиболее целесообразных конструкциях 5 и 6 боек выполнен в виде сферического вкладыша с плоской рабочей поверхностью. Линейный контакт здесь заменен поверхностным, вследствие чего давления на рабочих поверхностях резко снижаются. Благодаря сферической форме вкладыша соединение обладает свойством самоустанавливаемости, что обеспечивает равномерное распределение нагрузок на рабочей поверхности при всех возможных перекосах системы.

В конструкциях 4 и 6 рабочая поверхность штока стеллитирована.

Пример увеличения упругости системы толкателя приведен на рис. 231, а. При превышении силы предварительной затяжки пружина сжимается, смягчая удар. Систему применяют в тех случаях, когда при повышенных значениях приводной силы допустимо некоторое отклонение закона движения конечного звена механизма от расчетного, задаваемого профилем приводного кулачка. Целесообразно уменьшать зазор в соединении. Введение регулирования позволяет установить минимальный зазор, совместимый с условием правильной работы механизма, а также компенсировать его увеличение в результате износа.

Однако регулирование усложняет эксплуатацию, так как требует периодического контроля состояния механизма.

Наилучшим решением является автоматическое устранение зазора в соединении. Одно из решений этой задачи — введение гидравлических компенсаторов.

Гидравлический толкатель привода клапанов двигателя внутреннего сгорания (рис. 231, б) состоит из стакана 1, в котором скользит плунжер 2 со сферическим гнездом под шток клапанного механизма. По системе каналов в полость А под плунжером подается масло из нагнетательной магистрали двигателя. Открывая запорный шариковый клапан, масло выдвигает плунжер из стакана до полного выбора зазора h во всех соединениях звеньев механизма. Давление, оказываемое маслом на плунжер, уравнивают, усиливая пружину клапана или устанавливая на толкатель дополнительную возвратную пружину. При набегании кулачка на толкатель давление масла под плунжером возрастает, вследствие чего шариковый клапан закрывается. Сила привода передается через столб масла, запертого в полости А. Вследствие практической несжимаемости масла механизм работает как жесткая система. После того как кулачок сбегает с толкателя, давление под плунжером падает, и масло из магистрали снова устремляется под плунжер, восполняя утечку, произошедшую за рабочий ход толкателя вследствие просачивания масла через зазоры между плунжером и стаканом.

Система автоматически обеспечивает беззатратную работу механизма при изменениях за-

зора в результате тепловых расширений системы, а также износа звеньев механизма.

Как видно из предыдущего, утечка масла из-под плунжера не сказывается на работе механизма. Более того, она является непременным условием его правильной работы. Если бы система была герметичной, то при уменьшении температуры двигателя (спад нагрузки, работа на холостом ходу), когда зазор в соединении уменьшается, возникла бы опасность неполного закрытия клапанов. Плунжеры, выдвинутые из стаканов в соответствии с предшествующим увеличенным зазором, не имея возможности осесть, держали бы клапаны двигателя несколько приоткрытыми, что нарушило бы правильное газораспределение. Утечка масла позволяет механизму приспособиваться к уменьшению зазоров.

В начальные периоды пуска, когда давление в масляной магистрали отсутствует, система кратковременно работает при больших зазо-

рах, так как усилие привода в это время передается упором плунжера в торец стакана. Как только масляный насос развивает давление, система вступает в действие. Для сокращения продолжительности периодов работы с большим зазором целесообразно уменьшать объем нагнетательной магистрали и масляных полостей толкателей, например, с помощью вытеснителей m , выполненных из легких материалов, увеличивать производительность масляного насоса или питать магистраль в пусковой период масляным насосом, приводимым от независимого источника энергии.

В гидравлическом толкателе по рис. 231, в полость A под плунжером отделена от масляной полости дросселем 3. При повышении давления в полости A (набегание кулачка) происходит гидравлическая закупорка дросселя. После сбегания кулачка подача масла в полость A возобновляется.

7. ТЕПЛОВЫЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Повышенные температуры наблюдаются не только в тепловых машинах, у которых нагрев является следствием рабочих процессов. В «холодных» машинах нагреваются механизмы, работающие при высоких скоростях и больших нагрузках (зубчатые передачи, подшипники, кулачковые механизмы и т. д.). Детали, подверженные циклическим нагрузкам, нагреваются в результате упругого гистерезиса при многократных повторных циклах нагружения-разгружения. Повышение температуры сопровождается изменением линейных размеров деталей и может вызвать высокие напряжения.

ТЕПЛОВЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Если материал при колебаниях температуры лишен возможности свободно расширяться или сжиматься, то в нем возникают тепловые напряжения.

Различают торможение тепловых деформаций детали сопряженными деталями (торможение смежности) и торможение деформаций волокон детали смежными волокнами (торможение формы).

Торможение смежности. Примером торможения смежности является соединение деталей, имеющих при работе различную температуру или выполненных из материалов с неодинаковыми коэффициентами линейного расширения.

Пусть болт 1 и втулка 2 (рис. 232) изготовлены из материалов с коэффициентами линейного расширения α_1 и α_2 и их температуры равны соответственно t_1 и t_2 . При нагреве от исходной температуры t_0 болт и втулка в свободном состоянии удлинились бы на величины $\lambda\alpha_1\Delta t_1$ и $\lambda\alpha_2\Delta t_2$, где $\Delta t_1 = t_1 - t_0$; $\Delta t_2 = t_2 - t_0$; λ — длина соединения. В стянутой системе образуется *температурный натяг*

$$f_t = l(\alpha_2\Delta t_2 - \alpha_1\Delta t_1) \quad (90)$$

или в относительных единицах

$$e_t = \alpha_2\Delta t_2 - \alpha_1\Delta t_1. \quad (91)$$

В соединении возникает *термическая сила* P_t , вызывающая согласно закону Гука относи-

тельное удлинение болта e_1 и укорочение втулки e_2 :

$$e_1 = \frac{P_t}{\lambda_1}; \quad e_2 = \frac{P_t}{\lambda_2},$$

где $\lambda_1 = E_1F_1$ и $\lambda_2 = E_2F_2$ — коэффициенты жесткости соответственно болта и втулки (F_1 и F_2 — сечения болта и втулки).

Сумма относительных деформаций

$$e_t = e_1 + e_2 = \frac{P_t}{\lambda_1} + \frac{P_t}{\lambda_2},$$

откуда

$$P_t = \frac{e_t\lambda_1}{1 + \lambda_1/\lambda_2} \quad (92)$$

Примем, что температура стягивающей и стягиваемой деталей одинакова (как это обычно и бывает в машинах при установившемся тепловом режиме). Полагая $t_1 = t_2 = t$, получаем из формул (91) и (92)

$$P_t = t(\alpha_2 - \alpha_1) \frac{\lambda_1}{1 + \lambda_1/\lambda_2}. \quad (93)$$

Возможны три случая: 1. $\alpha_2 > \alpha_1$ (стяжка деталей из алюминиевых, магниевых и медных сплавов стальными болтами и болтами из титановых сплавов). При нагреве в таких соединениях возникает натяг, пропорциональный произведению $t(\alpha_2 - \alpha_1)$. При охлаждении до минусовых температур этот фактор становится отрицательным. Следовательно, первоначальный сборочный натяг уменьшается, т. е. снижается несущая способность соединения.

2. $\alpha_1 > \alpha_2$ (стяжка стальных и чугунных деталей болтами из аустенитных сталей; стяжка деталей из титановых сплавов стальными болтами).

В случае нагрева произведение $t(\alpha_2 - \alpha_1)$ отрицательно, т. е. нагрузочная способность соединения снижается, а при охлаждении до минусовых температур положительно, т. е. первоначальный натяг увеличивается.

3. $\alpha_1 = \alpha_2$ (стяжка стальных и чугунных деталей стальными болтами; стяжка деталей из титановых сплавов титановыми болтами).

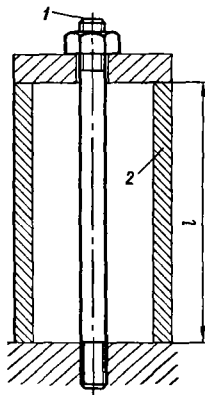


Рис. 232. Схема торможения смежности

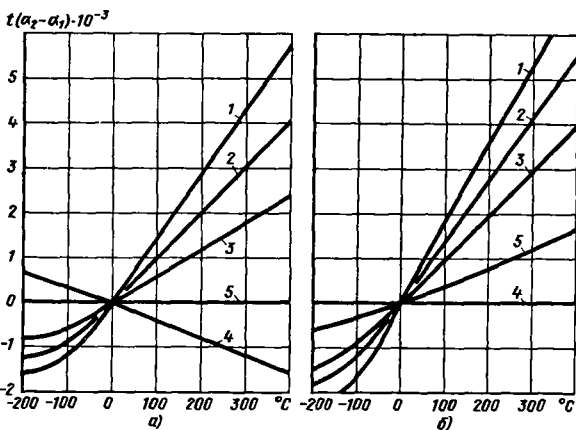


Рис. 233. Термический натяг при стяжке корпусов стальными (а) и титановыми (б) болтами. Материал корпусов: 1 — сплавы Mg; 2 — сплавы Al; 3 — бронзы; 4 — сплавы Ti; 5 — сталь и чугуны

В этом случае $t(\alpha_2 - \alpha_1) = 0$, т. е. первоначальный натяг при нагреве и охлаждении не меняется.

Иллюстрация этих закономерностей приведена на рис. 233, изображающем изменение температурного натяга $t(\alpha_2 - \alpha_1)$ при стяжке корпусов из различных материалов стальными (233, а) и титановыми (233, б) болтами. Значения α_2 и α_1 взяты из рис. 234.

Согласно формуле (92) напряжение растяжения в болте

$$\sigma_{11} = \frac{P_t}{F_1} = \frac{E_1 e_t}{1 + \lambda_1 / \lambda_2}, \quad (94)$$

напряжение сжатия во втулке

$$\sigma_{12} = \frac{P_t}{F_2} = \frac{E_2 e_t}{1 + \lambda_2 / \lambda_1}. \quad (95)$$

Отношение

$$\frac{\sigma_{11}}{\sigma_{12}} = \frac{E_1}{E_2} \frac{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}} = \frac{F_2}{F_1} \quad (96)$$

не зависит от модулей упругости материалов шпильки и втулки и определяется только соотношением сечений последних.

На рис. 235 приведены подсчитанные по формулам (94) и (95) напряжения σ_{11} и σ_{12} в функции λ_1 / λ_2 для стальных шпилек и корпусов из различных материалов (принято $e_t = 1$; $E_1 = 1$; величины E_2 выражены в долях от E_1).

Термические напряжения в шпильках резко падают с увеличением λ_1 / λ_2 (жесткие шпильки, упругие корпуса). Напряжения в корпусах, на-

оборот, возрастают, но при обычных значениях $\lambda_1 / \lambda_2 < 1$ и для обычных литейных материалов (чугун, легкие сплавы) значительно меньше, чем в шпильках.

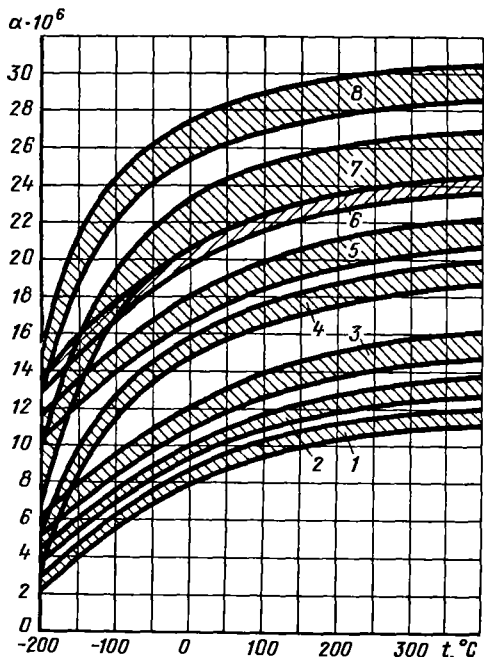


Рис. 234. Коэффициент линейного расширения в функции температуры:

1 — сплавы Ti; 2 — стали мартенситного класса; 3 — стали перлитного класса и чугуны; 4 — стали аустенитного класса; 5 — бронзы; 6 — латуни; 7 — сплавы Al; 8 — сплавы Mg

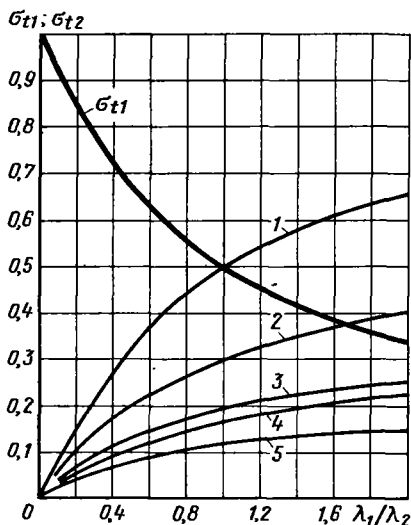


Рис. 235. Относительные термические напряжения σ_{t1} (жирная линия) в σ_{t2} (тонкие линии) в функции λ_1/λ_2 . Материал корпусов:

1 — сталь; 2 — сплавы Ti; 3 — чугуны; 4 — сплавы Al; 5 — сплавы Mg

На основании графика и формул (94), (95) можно сделать следующие выводы:

для уменьшения термических напряжений в шпильках корпус следует делать упругим, а шпильки — жесткими;

для уменьшения термических напряжений в корпусе шпильки следует выполнять упругими, а корпус — жестким.

Прочность корпуса обычно не является определяющей для прочности стяжных соединений, поэтому для термически нагруженных соединений целесообразно придерживаться правила: упругий корпус — жесткие шпильки.

Прочность стяжных соединений помимо термических напряжений в значительной степени зависит от силы предварительной затяжки соединения и рабочих сил, действующих на соединение.

Из уравнения (92) следует, что возможны следующие способы уменьшения термической силы:

уменьшение разности температур сопряженных деталей (например, охлаждением стягиваемой детали или увеличением температуры стягивающей детали);

уменьшение разницы в значениях коэффициентов линейного расширения (соответствующим подбором материалов сопряженных деталей).

Если материалы стягивающей и стягиваемой деталей заданы, то термическую силу

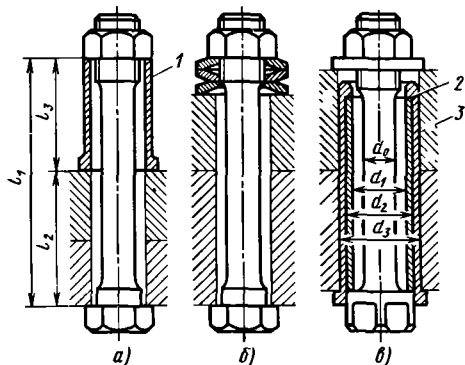


Рис. 236. Уменьшение термических напряжений в стяжных соединениях

можно уменьшить введением между стягивающей и стягиваемой деталями промежуточных втулок 1 (рис. 236, а), выполненных из материалов с малым коэффициентом линейного расширения, например инвара.

Инвар (36Н) представляет собой железоникелевый сплав (36% Ni, остальное Fe). Коэффициент линейного расширения в интервале температур от 0 до 100 С равен $(0 \div 1,5)10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, резко повышается при $t > 200$ С (рис. 237). Еще более низким коэффициентом линейного расширения $[\alpha = (0 \div 0,5)10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ в интервале 0–100 С] обладает суперинвар Н30К4Д (32% Ni, 4% Co, 0,7% Cu, остальное Fe).

В этом случае температурный натяг

$$f_t = l_2\alpha_2t_2 + l_3\alpha_3t_3 - l_1\alpha_1t_1, \quad (97)$$

где $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_1$ — коэффициенты линейного расширения соответственно стягиваемых деталей, втулки и шпильки; t_2, t_3, t_1 и l_2, l_3, l_1 — соответственно их температуры и длины.

Вводя $t_3 = l_1 - l_2$, полагая $t_2 = t_3 = t_1$ и приравняв выражение (97) нулю, получаем условие отсутствия температурного натяга:

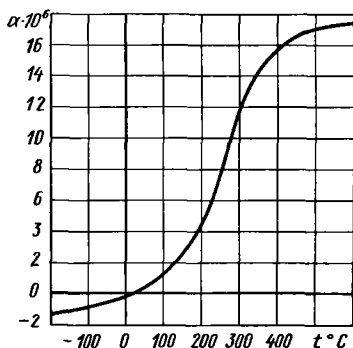


Рис. 237. Коэффициент линейного расширения инвара

$$l_3 = l_2 \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_3} \quad (98)$$

Подставляя $\alpha_2 = 22 \cdot 10^{-6}$ (алюминиевый сплав), $\alpha_3 = 1,5 \cdot 10^{-6}$ (инвар при 20–150°C) и $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$ (сталь), находим

$$l_3 = 1,15l_2, \quad (99)$$

т. е. для полной ликвидации температурного натяга длина инварной втулки должна превышать на 15% длину стягиваемых деталей. Конструктивно это трудно выполнимо.

Есть материалы, коэффициент линейного расширения которых близок к нулю в широком интервале температур (например, кварц $\alpha = 0,55 \cdot 10^{-6}$) и даже имеет отрицательную величину (т. е. размеры детали с нагревом уменьшаются). К таким материалам относятся некоторые ситаллы ($\alpha = -5 \cdot 10^{-6}$). Расчет по формуле (98) дает в этом случае $l_3 = 0,7l_2$. Даже при таких условиях промежуточная втулка должна иметь значительную длину.

Для уменьшения термических напряжений стяжные болты иногда выполняют из материалов с высоким коэффициентом линейного расширения, например из хромоникелевых аустенитных сталей, для которых $\alpha = (14 \div 18) 10^{-6} 1^\circ\text{C}$.

Сравним случаи стяжки деталей из алюминиевого сплава с $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} 1^\circ\text{C}$ болтами из обычной конструкционной стали ($\alpha = 11 \cdot 10^{-6} 1^\circ\text{C}$) и болтами из аустенитной стали ($\alpha' = 16 \cdot 10^{-6} 1^\circ\text{C}$).

При переходе на аустенитную сталь термические напряжения уменьшаются в отношении

$$\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha'_1} = \frac{22 - 11}{22 - 16} = 1,84, \quad (100)$$

т. е. почти в 2 раза.

Однако этот выигрыш не всегда приводит к упрочнению, так как аустенитные стали значительно уступают по прочности качественным конструкционным сталям. Например, предел текучести стали ЭИ69 равен 400 МПа, а конструкционной стали 30ХГС (часто применяемой для изготовления силовых болтов) 900 МПа.

Отношение запасов прочности по термическим напряжениям для болтов одинакового сечения, выполненных из сталей ЭИ69 и 30ХГС, согласно формуле (100)

$$\frac{n'}{n} = \frac{\sigma'_{0,2}}{\sigma_{0,2}} 1,84 = \frac{40}{90} 1,84 = 0,84.$$

Таким образом, в данном случае выгоднее применять сталь 30ХГС, несмотря на ее малый коэффициент линейного расширения. Кроме того, аустенитные стали значительно

дороже конструкционных легированных сталей.

Действенным средством уменьшения термических напряжений является установка пружинных элементов на корпусах или, что конструктивно удобнее, на болтах (см. рис. 236, б). Согласно формуле (92) установка пружинных элементов на болтах снижает термическую силу в отношении

$$\frac{P'_t}{P_t} = \frac{1/\lambda_1 + 1/\lambda_2}{1/\lambda_1^* + 1/\lambda_2} = \frac{1 + \lambda_1/\lambda_2}{\lambda_1/\lambda_1^* + \lambda_1/\lambda_2}, \quad (101)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты жесткости соответственно болта и стягиваемых деталей; λ_1^* — коэффициент жесткости болта с упругим элементом,

$$\lambda_1^* = \frac{1}{1/\lambda_1 + 1/\lambda_3 \frac{l_3}{l}} \quad (102)$$

где λ_3 — коэффициент жесткости упругого элемента; l_3 и l — длины соответственно упругого элемента и болта.

Из формулы (101) следует, что термическая сила снижается тем больше, чем выше упругость элемента (чем меньше λ_1^*).

Если, например, $\lambda_1^* = 0,1$ и $\lambda_1/\lambda_2 = 0,5$, то

$$\frac{P'_t}{P_t} = \frac{1 + 0,5}{10 + 0,5} = 0,143,$$

т. е. термическая сила уменьшается в 7 раз. При достаточно большой упругости элемента термические силы могут быть практически полностью погашены.

При ограниченных осевых размерах болт устанавливают в концентричных втулках 2, 3 (см. рис. 236, в), из которых первая при затяжке болта работает на сжатие, а вторая — на растяжение. Если сечения болта и втулок равны ($d_2 = \sqrt{d_0^2 + d_1^2}$; $d_3 = \sqrt{d_0^2 + d_2^2}$), то упругость системы повышается приблизительно в 3 раза по сравнению с упругостью собственного болта.

Упругие элементы часто применяют для поглощения термических деформаций при установке на валу нескольких деталей, выполненных из сплавов с повышенным коэффициентом линейного расширения (например, роторов многоступенчатых аксиальных компрессоров). Для фиксации и затяжки таких деталей требуется значительная осевая сила. Поэтому упругие элементы в данном случае выполняют в виде набора многочисленных прочных и относительно жестких элементов (рис. 238), в сумме дающих необходимую упругость.

Торможение формы. Тепловые напряжения, вызванные торможением формы, возникают

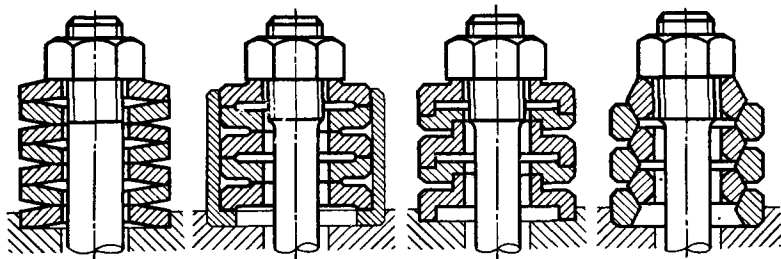


Рис. 238. Упругие элементы в системах силовой затяжки

при неравномерном нагреве детали, когда отдельные волокна материала лишены возможности по конфигурации детали расширяться в соответствии с законом тепловой деформации. В отличие от торможения смежности здесь напряжения возникают только при перепаде температур в теле детали (при стационарном тепловом потоке, когда тепло переходит от горячих участков к более холодным, или при неустановившемся тепловом потоке, например при тепловом ударе, когда волна тепла распространяется по телу детали).

Как общее правило, горячие участки детали с температурой, превышающей среднюю, испытывают напряжения сжатия, а более холодные — напряжения растяжения. Это же справедливо при минусовых температурах: менее холодные участки подвергаются сжатию, а более холодные — растяжению. Тело, имеющее во всех своих частях одинаковую температуру, термических напряжений не испытывает.

Плоские стенки. Представим себе плоскую стенку толщиной s (рис. 239, а), через которую в направлении, перпендикулярном ее плоскости, проходит равномерный тепловой поток. Пусть поверхность стенки, обращенная к источнику теплоты, имеет температуру t_1 , а противоположная поверхность t_2 , причем $t_1 > t_2$. Температура поперек стенки, как известно из теории теплопередачи, изменяется по прямолинейному закону. Средняя температура стенки $t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2)$.

Мысленно рассечем пластинку на ряд тонких параллельных слоев. Если бы все они имели возможность свободно расширяться под действием температуры, то слои с температурой выше t_{cp} удлинились бы по сравнению со средним слоем, а слои с температурой ниже t_{cp} приобрели бы размеры меньше размеров среднего слоя, и пластинка приняла бы форму, изображенную на рис. 239, б.

Относительное удлинение крайнего, наиболее нагретого слоя

$$e_1 = \alpha(t_1 - t_{cp}) = 0,5\alpha(t_1 - t_2). \quad (103)$$

Относительное укорочение крайнего, наиболее холодного слоя

$$e_2 = \alpha(t_{cp} - t_2) = 0,5\alpha(t_1 - t_2), \quad (104)$$

т. е.

$$e_2 = e_1 = e_{max} = 0,5\alpha(t_1 - t_2). \quad (105)$$

Если пластинка сохраняет при нагреве плоскую форму, то все слои в силу совместимости деформации должны иметь одинаковые размеры, равные размерам среднего слоя. В такой пластинке наиболее нагретые слои сжаты тормозящим действием смежных более холодных слоев, а наиболее холодные — растянуты действием более горячих слоев (рис. 239, в), каждый по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Наибольшие напряжения возникают в крайних, поверхностных слоях.

Как известно из теории упругости, относительное удлинение при двухосном напряженном состоянии по оси x

$$e_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - m\sigma_y), \quad (106)$$

по оси y

$$e_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - m\sigma_x), \quad (107)$$

где σ_x и σ_y — напряжения соответственно по осям x и y ; $m = \mu -$ коэффициент поперечной деформации — отношение поперечного сжатия к продольному удлинению в пределах упругих

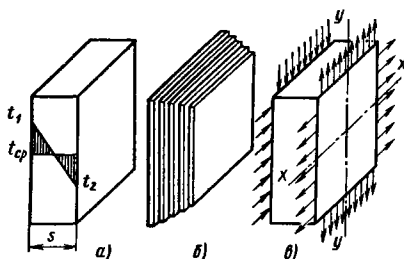


Рис. 239. К определению термических напряжений

деформаций в случае одноосного растяжения (коэффициент Пуассона).

При симметричном растяжении-сжатии (как в рассматриваемом случае) $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$; $e_x = e_y = e$. Следовательно,

$$\sigma = Ee \frac{1}{1-m}$$

Подставляя в это выражение величину e из уравнения (105), получаем максимальное значение напряжений в крайних слоях

$$\sigma_{\max} = \pm E\alpha 0,5(t_1 - t_2) \frac{1}{1-m}, \quad (108)$$

где знак плюс относится к растяжению, а минус — к сжатию.

Напряжения поперек стенки изменяются, как и температура, по прямолинейному закону. Перепад температур можно выразить через количество теплоты Q , проходящей через стенку в единицу времени на единицу поверхности. По закону Фурье

$$Q = \frac{\lambda}{s}(t_1 - t_2), \quad (109)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·°С); s — толщина стенки, м.

Подставляя значение $t_1 - t_2$ из формулы (109) в уравнение (106), получаем

$$\sigma_{\max} = 0,5Qs \frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-m}. \quad (110)$$

Тепловая прочность материалов. Из формулы (108) следует, что максимальные термические напряжения при заданной интенсивности теплового потока Q пропорциональны толщине стенки s и фактору $\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-m}$, характерному для каждого материала (табл. 28).

Фактор $\frac{1}{1-m}$ для всех металлов близок к 1,5, за исключением чугунов, для которых он равен 1,18.

Тепловая прочность, т. е. сопротивляемость материала действию термических напряжений, характеризуется отношением предела текучести материала $\sigma_{0,2}$ к фактору $\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-m}$ (аналогичным запасу прочности):

28. Тепловая прочность материалов

Материалы	$\sigma_{0,2} \cdot 10^{-1}$	$E \cdot 10^{-4}$	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	λ , Вт/(м·°С)	m	$\frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-m} 10^3$	$\frac{\sigma_{0,2}\lambda(1-m)}{E\alpha} \times 10^3$
	МПа						
Стали:							
углеродистые	50	20	12	40	0,3	8,6	5,8
легированные	150	21					
сверхпрочные	300	22					
коррозионно-стойкие аустенитные	50	20	17	30		15,8	3,2
Чугуны серые	20	8	12	35	0,15	3,25	6,5
Сплавы Al:							
литейные	15	7,2	24	150	0,33	1,7	8,7
деформируемые	40						20,5
Сплавы Mg:							
литейные	10	4,5	28	70	0,33	2,7	3,3
деформируемые	20						6
Бронзы	50	11	19	70	0,33	4,5	11
Сплавы Ti	130	11,5	10	8	0,3	20	6,3

Примечание. Показатели материалов средние в интервале 0—200°С.

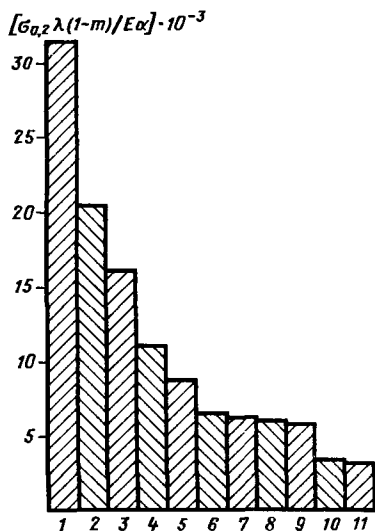


Рис. 240. Тепловая прочность:

1 — стали сверхпрочные; 2 — сплавы Al деформируемые; 3 — стали легированные; 4 — бронзы; 5 — сплавы Al литейные; 6 — чугуны серые; 7 — сплавы Ti; 8 — сплавы Mg деформируемые; 9 — стали углеродистые; 10 — сплавы Mg литейные; 11 — стали коррозионностойкие аустенитные

$$n = \frac{\sigma_{0,2}\lambda(1-m)}{E\alpha} \quad (111)$$

Значения этого фактора приведены в табл. 28 и на рис. 240.

На первом месте по сопротивляемости термическим напряжениям (высокое значение фактора) стоят сверхпрочные стали, за ними деформируемые сплавы Al. Наименее выгодны сплавы Mg и коррозионно-стойкие стали аустенитного класса.

Приведенные выше соотношения справедливы при температурах примерно до 200 °C, когда показатели прочности, упругости, линейного расширения и теплопроводности обычных конструкционных материалов изменяются сравнительно мало. При переходе в область более высоких температур на первый план выступают жаропрочность, т. е. способность длительно выдерживать напряжения в условиях высоких температур, и жаростойкость, т. е. способность сопротивляться горячей коррозии. К жаропрочным материалам относятся стали, легированные Ni, W, Mo, Ti, Nb, сплавы на никелевой основе, титановые сплавы и др. В области высоких температур качественные соотношения между материалами становятся иными. С повышением температуры большинство рассмотренных выше материалов (например, стали обычного

состава) теряют прочность; некоторые из них вообще не способны выдерживать высокие температуры (легкие сплавы). Титановые сплавы, которые в условиях умеренных температур имеют посредственную тепловую прочность, здесь выдвигаются на одно из первых мест.

Криволинейные стенки. В предшествующих рассуждениях предполагалось, что пластинка при термических деформациях сохраняет плоскую форму, т. е. или она расположена в жестких направляющих, или достаточно жестка против действия изгиба. Если пластинка свободно деформируется под действием перепада температур, то термические напряжения уменьшаются и при известных условиях могут практически исчезнуть; если пластинка достаточно тонка, сделана из материала с малым модулем упругости, она может изогнуться настолько, что наружные волокна ее удлиняются, а внутренние укоротятся на величину $\alpha(t_1 - t_2)$. Пластинка при этом изгибается по сферической поверхности (рис. 241. а), средний радиус которой

$$R_{сф} = s \left[\frac{1}{\alpha(t_1 - t_2)} + 1 \right]$$

Если свободный изгиб возможен только в одном направлении, то пластинка изгибается по цилиндру (рис. 241. б), средний радиус которого

$$R_{цил} = \frac{s}{\alpha(t_1 - t_2)}$$

Напряжения по оси y в этом случае ослабляются или исчезают совершенно, тогда как напряжения по оси x сохраняются. Величину этих напряжений можно найти, если в уравнении (106) положить $\sigma_y = 0$. Тогда $e_x = \sigma_x/E$.

Так как по уравнению (105) $e_x = 0,5\alpha(t_1 - t_2)$, то

$$\sigma_x = 0,5E\alpha(t_1 - t_2) = 0,5Qs \frac{E\alpha}{\lambda} \quad (112)$$

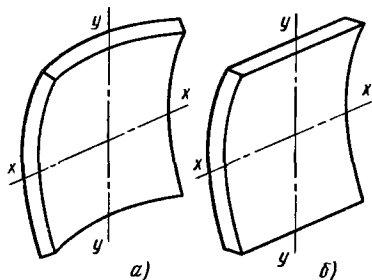


Рис. 241. Изгиб пластинки под действием термических напряжений

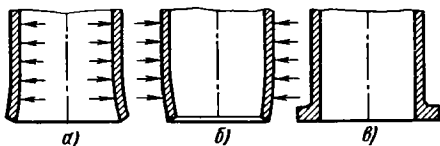


Рис. 242. Деформация свободного конца цилиндра

Следовательно, уравнение (110) выражает максимальное значение термических напряжений, когда стенка не может изменять форму, а уравнение (112) — напряжений, возникающих при изменении формы в одном направлении. В промежуточных случаях величина термических напряжений колеблется в пределах от 1 до $\frac{1}{1-m}$, т. е. в среднем от 1 до 1,5.

Полые цилиндрические детали. На практике встречаются случаи, когда при перепаде температур форма детали в силу ее конфигурации не меняется или меняется незначительно. Типичным примером является цилиндрическая труба большой длины. При одностороннем нагреве, например изнутри (рис. 242, а) труба, расширяясь в радиальном и осевом направлениях сохраняет в целом цилиндрическую форму. Внутренние, наиболее нагретые слои стенки при этом испытывают напряжения сжатия, а наружные, более холодные — напряжения растяжения. Напряжения падают только на свободном торце трубы, где сдерживающее влияние кольцевых сечений ослабевает, вследствие чего труба воронкообразно расширяется.

При нагреве снаружи (рис. 242, б) картина обратная: наружные, более горячие слои подвергаются сжатию, внутренние — растяжению; свободные торцы трубы сходятся к центру.

Если необходимо сохранить правильную цилиндрическую форму, то следует вводить на торцах кольцевые ребра жесткости (рис. 242, в).

Соотношения, выведенные для плоской стенки, сохраняют силу и в случае цилиндрической трубы, но с поправкой на криволинейность стенок и иное распределение температур поперек стенки.

При произвольном законе изменения температуры поперек стенки (рис. 243) средняя температура стенки

$$t_{cp} = \frac{1}{s} \int_0^s t dz \quad (113)$$

и представляет собой высоту прямоугольника с основанием s , площадью равновеликой площади температурной диаграммы.

Температура поперек цилиндрической стенки при стационарном тепловом потоке, на-

правленном изнутри наружу, изменяется, как известно, по логарифмическому закону

$$t = t_1 - \frac{Qr \ln R}{\lambda},$$

где Q — количество теплоты, проходящей через стенку в единицу времени; λ — коэффициент теплопроводности; r и R — соответственно внутренний и наружный радиусы цилиндра.

В данном случае средняя температура стенки

$$t_{cp} = \frac{2}{s(R+r)} \int_r^R t \rho d\rho,$$

где ρ — текущий радиус.

Величину t_{cp} определяют аналитически [формула (113)] или графически.

Максимальные термические напряжения в крайних слоях цилиндрической стенки аналогично уравнению (108)

$$\sigma_{max} = \pm E\alpha 0,5(t_1 - t_2) \frac{c}{1-m},$$

где c — поправочный коэффициент на цилиндричность стенки.

Для растягивающих напряжений (холодная сторона стенки)

$$c = \frac{2\gamma^2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\ln \gamma},$$

для сжимающих напряжений (горячая сторона стенки)

$$c = \frac{2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\ln \gamma},$$

где $\gamma = R/r$.

При небольших толщинах стенок криволинейностью можно пренебрегать и определять термические напряжения по уравнению (108).

Термические напряжения могут быть значи-

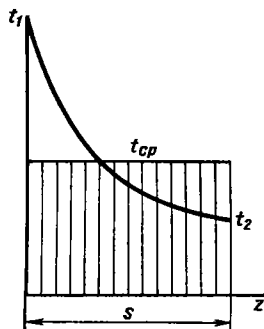


Рис. 243. Определение средней температуры стенки

тельными и в отдельных случаях лимитировать прочность детали.

Приведем пример нагреваемой снаружи стальной трубы с внутренним диаметром 100 и наружным 120 мм. Разность температур внутренней и наружной поверхностей стенок равна 30°C.

Термические напряжения по формуле (108) для плоской стенки

$$\sigma_{\max} = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 1,44 = 55 \text{ МПа.}$$

Поправочные коэффициенты c :
для растяжения

$$c = \frac{2 \cdot 1,2^2}{1,2^2 - 1} - \frac{1}{\ln 1,2} = \frac{2,88}{0,44} - \frac{1}{0,182} = 6,55 - 5,5 = 1,05;$$

для сжатия

$$c = \frac{2}{1,2^2 - 1} - \frac{1}{\ln 1,2} = \frac{2}{0,44} - \frac{1}{0,182} = 4,55 - 5,5 = -0,95.$$

Следовательно, растягивающие напряжения

$\sigma_{\text{раст}} = 55 \cdot 1,05 = 58 \text{ МПа}$, сжимающие напряжения $\sigma_{\text{сж}} = 55 \cdot 0,95 = 52 \text{ МПа}$.

Термические напряжения растяжения получаются такими же, как если бы труба подвергалась разрыву внутренним давлением (при расчете стенки трубы по формуле Бойля – Мариотта)

$$p = \sigma_p \frac{2s}{d} = \frac{58 \cdot 20}{100} = 11,60 \text{ МПа.}$$

Сложение тепловых и рабочих напряжений. Обычно термические напряжения сочетаются с напряжениями от внешних нагрузок. Сочетание может быть благоприятным, если сложение термических и рабочих напряжений уменьшает результирующие напряжения, и неблагоприятным, если оно увеличивает последние. Это зависит от соотношения термических и рабочих напряжений и закономерности их изменения поперек стенки.

На рис. 244, а приведен случай тонкостенной трубы, несущей горячую рабочую жидкость или газ под высоким давлением и охлаждаемой снаружи (направление теплового потока показано сплошными стрелками, а давление – светлыми). Распределение термических напряжений поперек стенки показано на

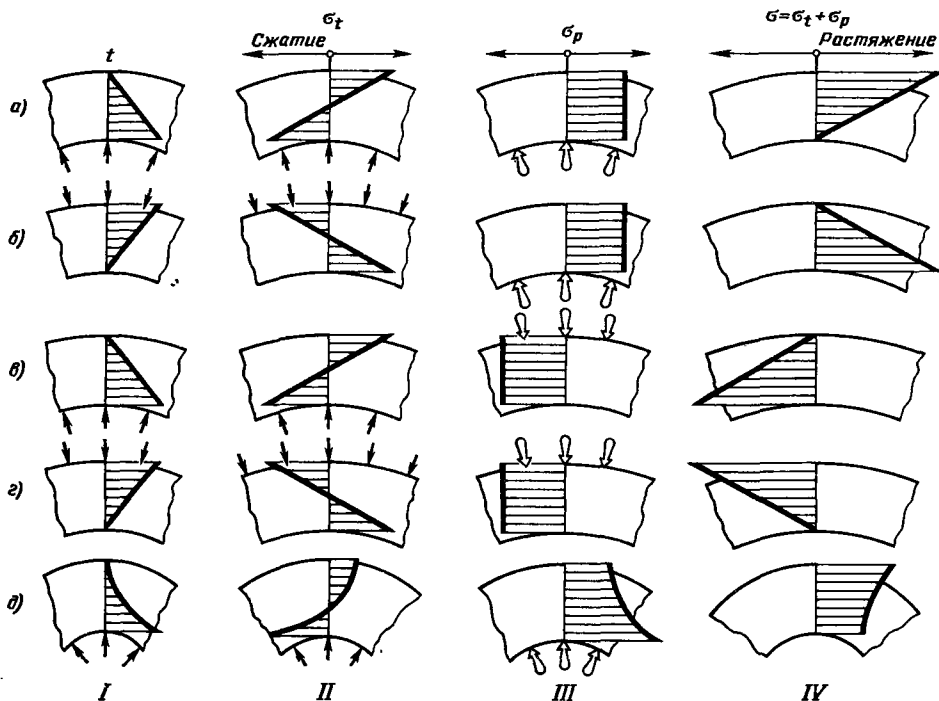


Рис. 244. Напряжения в стенках трубы:

I – температурный градиент; напряжения: II – термические; III – от сил давления; IV – суммарные

виде II, а рабочих — на виде III. Сложение термических σ_t и рабочих σ_p напряжений создает пик растягивающих напряжений σ на наружной поверхности (вид IV).

В трубе, несущей рабочую жидкость или газ под давлением и нагреваемой снаружи (случай б), сложение термических σ_t и рабочих σ_p напряжений создает пик растягивающих напряжений σ на внутренней поверхности стенки (вид IV). Если труба подвергается наружному давлению, то при нагреве как изнутри (случай в), так и снаружи (случай з) в ней возникают только пики сжимающих напряжений, менее опасных, чем растягивающие.

В толстостенных трубах (случай д) распределение рабочих и термических напряжений поперек стенки иное. Здесь при благоприятных соотношениях термические напряжения могут уменьшить суммарные напряжения и привести к более равномерному распределению напряжений поперек стенок (вид IV).

Увеличение толщины стенок далеко не всегда повышает прочность трубы против действия суммарных (внешних и термических) нагрузок.

Напряжения растяжения от внутреннего давления, равные для тонкостенных труб по формуле Бойля — Мариотта $\sigma_p = 0,5pd/s$, уменьшаются с увеличением толщины стенок. Термические же напряжения, как видно из формулы (112), при заданной интенсивности теплового потока возрастают с увеличением толщины стенок.

Определяя термические напряжения σ_t по формуле (110), получаем суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_t = 0,5 \left(\frac{pd}{s} + Qs \frac{E\alpha}{\lambda} \frac{1}{1-m} \right)$$

Дифференцируя это выражение по s и приравнявая производную нулю, находим оптимальное значение s , при котором σ будет наименьшим:

$$s = \sqrt{\frac{pd}{Q}} \sqrt{\frac{\lambda(1-m)}{E\alpha}} \quad (114)$$

На рис. 245 представлены в функции s напряжения в стальной трубе диаметром 100 мм при $p = 10$ МПа и $Q = 120$ Вт/(м·°С). Суммарные напряжения имеют минимум при $s \approx 11$ мм.

Дисковые детали, роторы. Термические напряжения играют значительную роль в прочности многооборотных роторов тепловых машин (турбин, центробежных и аксиальных

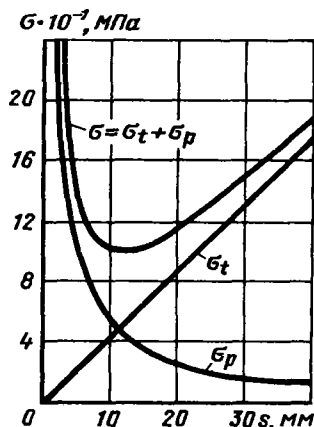


Рис. 245. К определению оптимальной толщины стенок трубы

компрессоров). Будучи подвержены действию центробежных сил, роторы вместе с тем испытывают термические напряжения, вызываемые неравномерной температурой тела ротора. Обычно температура выше у периферии ротора. Здесь возникают термические напряжения сжатия. У ступицы, т. е. там, где напряжения растяжения от центробежных сил наибольшие, возникают термические напряжения растяжения. У насадных роторов к этому добавляются еще напряжения растяжения в ступице из-за посадочного натяга.

Распределение термических, центробежных и суммарных напряжений в поперечной плоскости симметрии ротора схематически показано на рис. 246, а. В результате сложения термических напряжений σ_t и напряжений $\sigma_{цб}$ от центробежных сил возникает пик растягивающих напряжений у ступицы. Определить термические напряжения в роторе затруднительно, так как закономерность изменения температуры по телу ротора зависит от режима работы. Кроме того, роторы в большинстве случаев имеют сложный профиль, что сказывается на термических напряжениях и в осевом, и в окружном направлениях.

Опасным режимом является пусковой, когда лопатки и периферия ротора быстро разогреваются под действием рабочих газов, а ступица еще остается холодной. В этом случае напряжения растяжения у ступицы достигают максимума. На рабочем режиме температура ротора выравнивается, вследствие чего термические напряжения уменьшаются. На холостом ходу, когда температура лопаток уменьшается, наблюдается обратное явление: периферия ротора становится более холодной, чем

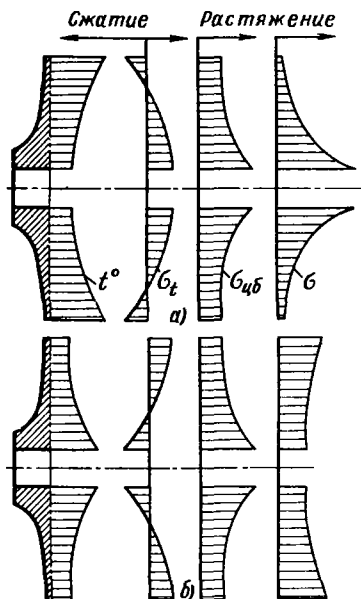


Рис. 246. Напряжения во вращающемся диске: σ_t — термические; $\sigma_{цб}$ — от центробежных сил; σ — суммарные (t° — температурный градиент)

ступица (рис. 246, б), вследствие чего на периферии возникают термические напряжения растяжения, а у ступицы — напряжения сжатия. Пик суммарных растягивающих напряжений переходит на периферию. Так как обороты на холостом ходу невелики, то этот режим менее опасен для прочности, чем режим пуска.

Уменьшение тепловых напряжений. Способы снижения тепловых напряжений, вызываемых торможением формы, заключаются прежде всего в устранении первопричины — неравномерности температурного поля по сечению детали. Иногда этого удается достичь рациональным охлаждением детали. Так, для роторов турбин целесообразно вводить охлаждение их периферийной части. Охлаждение центральной части ротора нерационально, так

как понижение температуры может вызвать на рабочих режимах увеличение растягивающих напряжений в ступице.

Если перепад температур неустраним по функциональному назначению детали (трубы теплообменных аппаратов), то выгодно применять материалы с благоприятным сочетанием прочности, теплопроводности и теплового расширения. Например, трубы из ситаллов с нулевым коэффициентом линейного расширения совершенно не подвержены термическим напряжениям.

Термические напряжения можно снизить введением тепловых буферов, т. е. увеличением податливости участков детали с температурой, отличающейся от температуры смежных участков.

На рис. 247 показан пример изменения конструкции охлаждения цилиндра двигателя. При жесткой рубашке охлаждения в стенках цилиндра 1, имеющих более высокую температуру, возникают осонаправленные напряжения сжатия, а в стенках рубашки — напряжения растяжения. Гофрирование рубашки 2 резко снижает термические напряжения. В деталях 3 фасонной коробчатой формы следует избегать поясов жесткости, плоских перегородок и резких переделов, препятствующих тепловому расширению. Выгодно применять конические, сферические и тому подобные формы и обеспечивать плавные переходы от одних участков детали к другим (например, деталь 4). Эти меры способствуют выравниванию температурного градиента, а также увеличению податливости деталей в направлении действия термических сил.

Температурные швы. В некоторых случаях удается без ущерба для функционального назначения детали полностью или почти полностью устранить торможение формы как первоисточника термических напряжений. Примером могут служить температурные швы — радиальные прорези, продельваемые в кольцевых охлаждающих ребрах (рис. 248, а). Во избежание нарушения правильной цилиндрической формы прорези распола-

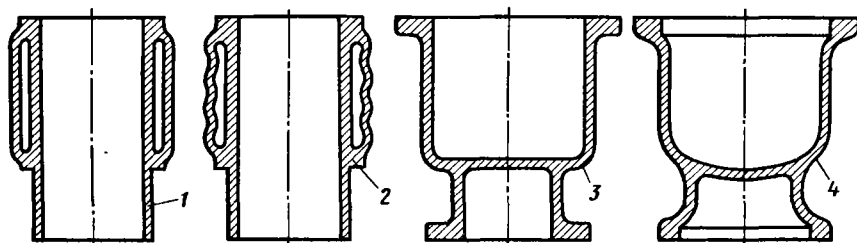


Рис. 247. Уменьшение термических напряжений

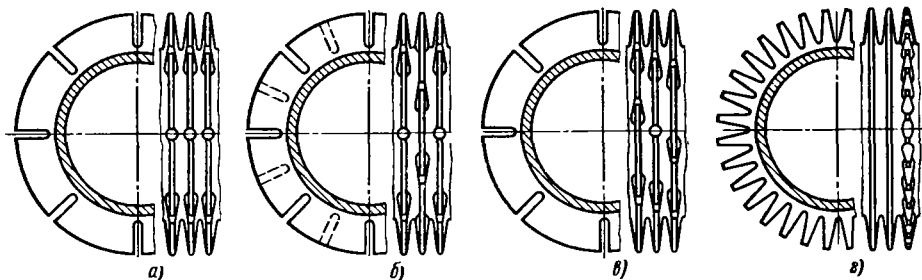


Рис. 248. Температурные швы

гают в шахматном порядке или по спирали (рис. 248, б и в).

Температурные швы незначительно ухудшают теплоотсеивание ребер. Если прорези расположить настолько часто, чтобы кольцевые ребра превратить в отдельные столбики (рис. 248, г) (игольчатая поверхность охлаждения), то оребрение будет совершенно свободным от термических напряжений. Потеря охлаждающей поверхности на участках расположения вырезов компенсируется образованием новых охлаждающих поверхностей на торцах вырезов. Компенсация может быть полной, если ширина прорезей равна

толщине ребра. Кроме того, теплоотсеивание улучшается вследствие повышения турбулентности воздушного потока в ребрах. Масса оребрения значительно меньше, чем при кольцевых ребрах (приблизительно вдвое, если ширина прорезей равна ширине охлаждающих игл).

Дальнейшее развитие этого принципа охлаждения заключается в создании щеточной поверхности, например, припайкой к стенкам витых проволочных спиралей (рис. 249).

ТЕПЛОВЫЕ ДЕФОРМАЦИИ

В узлах, состоящих из деталей, имеющих различную рабочую температуру или изготовленных из материалов с разными коэффициентами линейного расширения, тепловые деформации могут существенно влиять на взаимное расположение деталей.

Осевые зазоры. При нагреве в соединениях возникают термические зазоры или натяги, которые необходимо учитывать при назначении сборочных (холодных) зазоров.

Примером может служить конструкция фиксирующего подшипника скольжения (рис. 250, а). Пусть вал изготовлен из стали с коэффициентом линейного расширения α_1 ,

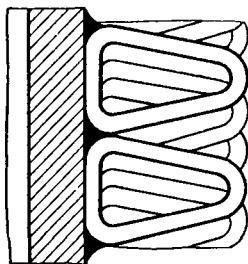


Рис. 249. Охлаждающая поверхность из проволочных спиралей

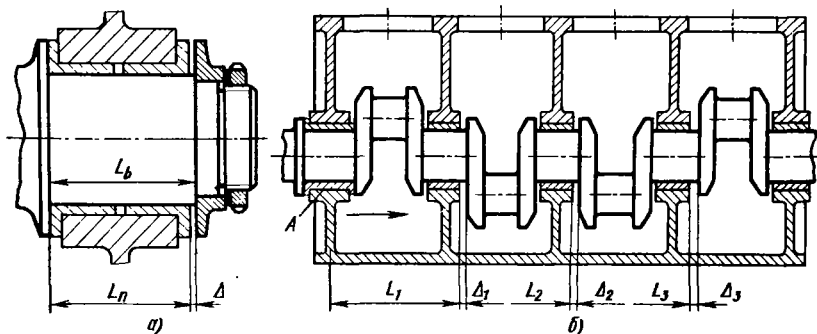


Рис. 250. Термические торцевые зазоры

а корпус подшипника — из сплава с α_2 . Рабочие температуры соответственно равны t_1 и t_2 .

Торцовый холодный зазор $\Delta = L_B - L_{\Pi}$, где L_B и L_{Π} — соответственно длины шейки вала и подшипника.

При нагреве до рабочей температуры t_1 длина шейки вала $L'_B = L_B [1 + \alpha_1 (t_1 - t_0)]$, длина подшипника $L'_{\Pi} = L_{\Pi} [1 + \alpha_2 (t_2 - t_0)]$, где t_0 — температура сборки.

Торцовый зазор в рабочем состоянии

$$\Delta' = L'_B - L'_{\Pi} = L_B - L_{\Pi} + L_B \alpha_1 (t_1 - t_0) - L_{\Pi} \alpha_2 (t_2 - t_0) = \Delta + L_B [\alpha_1 (t_1 - t_0) - L_{\Pi}/L_B \alpha_2 (t_2 - t_0)].$$

Так как отношение L_{Π}/L_B весьма близко к единице, то можно принять $\Delta' = \Delta + \Delta_t$, где Δ_t — термическое изменение зазора:

$$\Delta_t = L_B [\alpha_1 (t_1 - t_0) - \alpha_2 (t_2 - t_0)]. \quad (115)$$

В зависимости от соотношения величин α_1 , α_2 и t_1 , t_2 первоначальный зазор может увеличиться или уменьшиться. Опасен последний случай, так как вал может оказаться защемленным по торцам.

Пусть корпус подшипника изготовлен из алюминиевого сплава с $\alpha_2 = 13 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$, а вал из стали с $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$; рабочая температура корпуса 100°С, а вала 50°С, длина шейки вала 100 мм, температура сборки 20°С и первоначальный холодный зазор 0,05 мм. Термическое изменение зазора по уравнению (115) $\Delta_t = 100 [11 \cdot 10^{-6} (50 - 20) - 23 \cdot 10^{-6} (100 - 20)] = 100 (-0,0015) = -0,15$ мм. Горячий зазор $\Delta' = \Delta + \Delta_t = 0,05 - 0,15 = -0,1$ мм.

Таким образом, в соединении возникает натяг 0,1 мм; вал будет защемлен в подшипнике. Если в рабочем состоянии должен быть обеспечен минимальный зазор, допустим 0,05 мм, то первоначальный холодный зазор должен быть равен $0,05 + 0,15 = 0,2$ мм.

Выбор правильных торцовых зазоров имеет особое значение для многоопорных валов с подшипниками, находящимися на большом расстоянии один от другого (рис. 250, б).

Пусть передний подшипник *A* является фиксирующим. При нагреве картер удлинится в направлении, указанном стрелкой. Во избежание защемления вала необходимо между щеками вала и торцами соответствующих подшипников предусмотреть зазоры Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 , пропорциональные расстояниям L_1 , L_2 и L_3 этих подшипников от базы. Сохраняя численные значения α_1 , α_2 , t_0 , t_1 и t_2 предыдущего примера и полагая $L_1 = 300$, $L_2 = 500$ и $L_3 = 700$ мм, получаем следующее термическое изменение зазоров:

$$\Delta_1 = 300 (-0,0015) = -0,45 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = 500 (-0,0015) = -0,75 \text{ мм};$$

$$\Delta_3 = 700 (-0,0015) = -1,05 \text{ мм}.$$

При назначении конструктивных зазоров к этим значениям следует прибавить первоначальные холодные зазоры, которые устанавливаются с помощью размерного анализа по допускам на изготовление.

Расположение фиксирующих баз. Фиксирующие базы следует выбирать с таким расчетом, чтобы при всех возможных температурных изменениях размеров системы точность расположения деталей не нарушалась или нарушалась бы в наименьшей мере.

В узле конической передачи, установленной в корпусе из легкого сплава (рис. 251, а), фиксирующий подшипник *I* расположен на значительном расстоянии *L* от центра зацепления зубчатых колес. Удлинение корпуса при нагреве вызывает смещение малого колеса передачи в направлении, указанном стрелкой. Большое колесо перемещается в том же направлении, но на меньшую величину (вследствие меньшего значения коэффициента линейного расширения стального вала). В результате зазор в зацеплении уменьшается. При известных со-

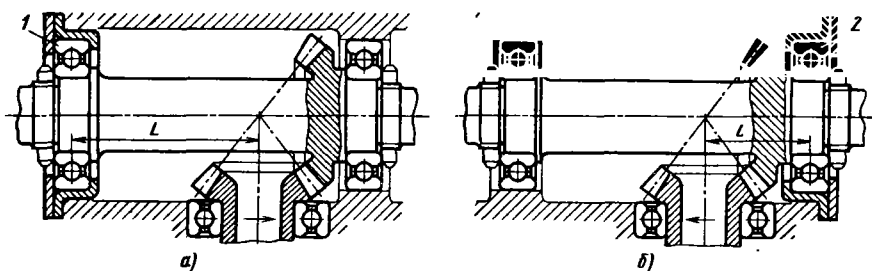


Рис. 251. Фиксация вала конической передачи

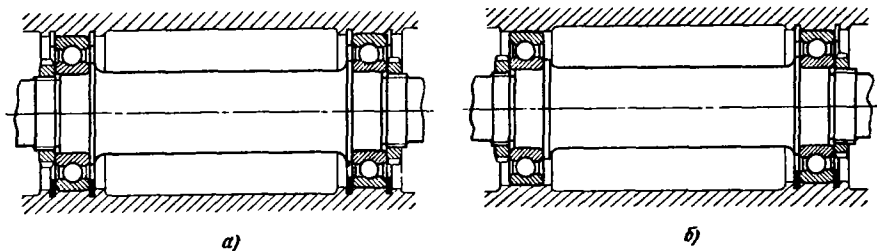


Рис. 252. Фиксация подшипников качения

отношениях зубчатые колеса могут начать работать враспор.

В правильной конструкции (рис. 251, б) фиксирующим является задний подшипник 2, расположенный на сравнительно малом расстоянии l от центра зацепления. Смещения колес относительно друг друга при нагреве здесь гораздо меньше; кроме того, зазор в зацеплении с нагревом увеличивается, а не уменьшается, как в предыдущем случае.

Обеспечение свободы температурным перемещениям. Следует избегать осевой фиксации деталей в двух точках. При наличии температурных деформаций в случае такой фиксации могут появиться термические напряжения, вызванные торможением смежности.

Примером ошибочной установки является фиксация вала в двух подшипниках качения одновременно (рис. 252, а). Если корпус подшипников выполнен из материала с иным коэффициентом линейного расширения, чем вал, а также если вал и корпус имеют различные рабочие температуры, то в узле возникает зазор или натяг. Последний может привести к заземлению подшипников. Неизбежные погрешности выполнения осевых размеров соединения, в свою очередь, могут вызвать появление зазоров или натягов.

Вал следует фиксировать в одном подшипнике (рис. 252, б). Второй подшипник должен быть плавающим, т. е. иметь свободу перемещения в осевом направлении.

Другой пример представлен на рис. 253, а (гильза цилиндра двигателя внутреннего сго-

рания, непосредственно охлаждаемая водой). Фиксация гильзы в двух точках — верхним буртиком и уплотняющим буртиком ошибочна. При нагреве гильзы возникают термические силы, сжимающие гильзу и растягивающие рубашку. В правильной конструкции (б) гильза зафиксирована только верхним буртиком. Уплотнение выполнено скользящим; гильза имеет возможность свободно перемещаться относительно рубашки.

Следует обеспечивать свободу перемещения крепежных лап машины и агрегатов, нагреваемых при работе. Одну из лап (или ряд лап, расположенных в линию) закрепляют жестко; остальным придают свободу перемещения.

На рис. 254 приведена типовая конструкция лапы крепления корпуса турбины к фундаменту (направление термического расширения корпуса показано стрелкой). Лапу крепят фундаментным болтом, пропущенным через продолговатое отверстие. Между шайбой болта и торцом лапы оставляют зазор $e = 0,05 \div 0,1$ мм.

В соединениях трубопроводов, несущих горячие жидкости или газы, необходимо предусматривать компенсаторы тепловых расширений, предотвращающие возникновение термических сил и деформацию трубопроводов.

Компенсаторы типа «лира» (рис. 255, 1–3) имеют большие размеры. Более компакты линзовые (4–9) и особенно силфоновые компенсаторы (10–15).

Изменение расположения деталей при нагреве. При проектировании соединений, работающих при повышенных температурах, обязательен

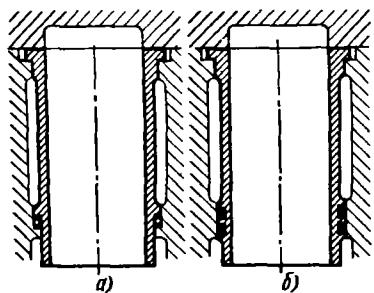


Рис. 253. Установка гильзы двигателя

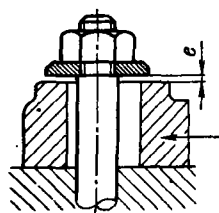


Рис. 254. Узел крепления корпуса турбины

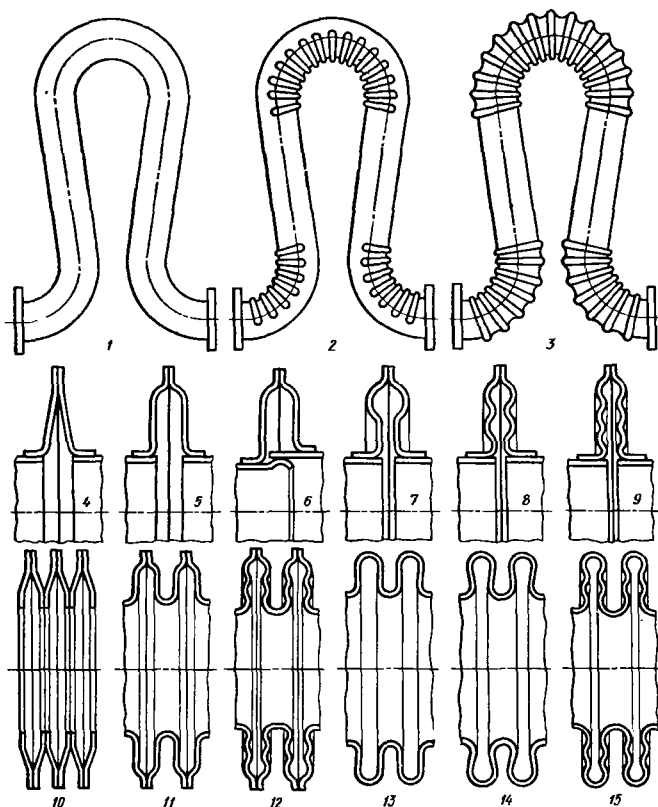


Рис. 255. Компенсаторы термического расширения

тепловой расчет, имеющий целью определить изменение размеров и относительного расположения деталей при нагреве.

В качестве примера рассмотрим посадку в седле выпускного клапана двигателя внутреннего сгорания (рис. 256, а). При нагреве диаметр головки клапана возрастает на величину

$$\Delta \approx d_0 \alpha_k (t_k - t_0), \quad (116)$$

а диаметр седла клапана на

$$\Delta' \approx d_0 \alpha_c (t_c - t_0), \quad (117)$$

где d_0 — диаметр головки клапана; α_k и α_c — соответственно коэффициенты линейного

расширения материалов клапана и седла; t_k и t_c — соответственно рабочие температуры головки клапана и седла; t_0 — температура сборки.

Так как рабочая температура головки клапана значительно выше температуры седла, то клапан при нагреве выдвигается из седла (рис. 256, б) на величину $m = 0,5d_0(\Delta - \Delta') \operatorname{tg} \alpha/2$, где α — центральный угол фаски.

Приняв $\alpha = 90^\circ$, получаем с учетом формул (116) и (117)

$$m = 0,5d_0 [\alpha_k (t_k - t_0) - \alpha_c (t_c - t_0)]. \quad (118)$$

В высоконагруженных двигателях выпускные клапаны и седла делают из хромонике-

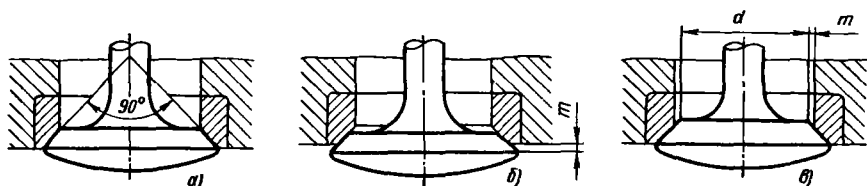


Рис. 256. Положение клапана в седле

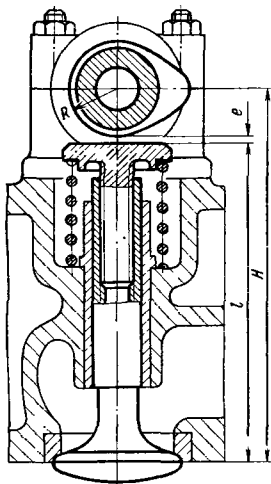


Рис. 257. Привод клапана

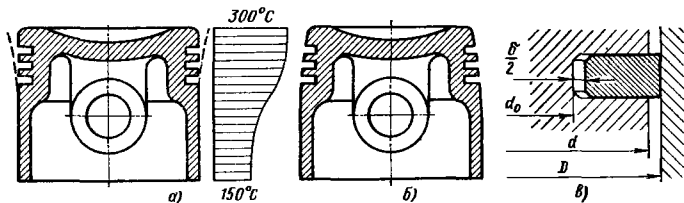


Рис. 258. Корректировка формы поршня

левых сталей аустенитного класса, коэффициент линейного расширения которых при $600-800^\circ\text{C}$ равен $\alpha = (18 \div 20) \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$. Принимая рабочую температуру головки $t_k = 700^\circ\text{C}$, седла $t_c = 300^\circ\text{C}$, температуру сборки $t_0 = 20^\circ\text{C}$ и полагая $d_0 = 60 \text{ мм}$, получаем $m = 0,5 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 10^{-6} (680 - 280) = 0,24 \text{ мм}$.

Для обеспечения правильной посадки клапана в седло необходимо увеличить ширину фаски, уменьшив малый диаметр d головки на величину $2m \approx 0,5 \text{ мм}$ (рис. 256, в).

Рассмотрим влияние тепловых деформаций на геометрию узла привода клапана. В простейшей схеме (рис. 257) клапан приводится в действие кулачковым валиком, установленным на головке двигателя (верхнее распределение) и воздействующим непосредственно на тарелку клапана.

Зазор между тыльной поверхностью кулачка и тарелкой клапана в холодном состоянии

$$e = H - R - l. \quad (119)$$

В горячем состоянии

$$\begin{aligned} e' &= H [1 + \alpha_2 (t_2 - t_0)] - R [1 + \alpha_B (t_B - t_0)] - l [1 + \alpha_K (t_K - t_0)] + m = \\ &= e + H\alpha_2 (t_2 - t_0) - R\alpha_B (t_B - t_0) - \\ &\quad - l\alpha_K (t_K - t_0) + m, \end{aligned} \quad (120)$$

где α_2 , α_B и α_K — коэффициенты линейного расширения материалов соответственно головки двигателя, кулачкового валика и клапана; t_2 , t_B и t_K — соответственные средние температуры; m — перемещение клапана в седле в результате расширения головки клапана [см. формулу (118)].

Пусть $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$ (чугун); $\alpha_B = 11 \cdot 10^{-6}$ (конструкционная сталь); $\alpha_K = 20 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$

(аустенитная сталь); $t_2 = 100^\circ\text{C}$, $t_B = 50^\circ\text{C}$, $t_K = 450^\circ\text{C}$; $H = 150 \text{ мм}$; $R = 20 \text{ мм}$; $l = 130 \text{ мм}$ и $m = 0,24 \text{ мм}$.

Изменение зазора согласно уравнениям (119) и (120)

$$\begin{aligned} e' - e &= 150 \cdot 11 \cdot 10^{-6} (100 - 20) - 20 \cdot 11 \cdot \\ &\times 10^{-6} (50 - 20) - 130 \cdot 20 \cdot 10^{-6} (450 - 20) + \\ &\quad + 0,24 = -0,7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Во избежание нарушения фаз газораспределения в пусковой период холодный зазор в рассматриваемом случае нужно сделать равным $e'' = 0,7 + e_0$, где e_0 — гарантированный зазор.

В других конструкциях клапанного привода, например при нижнем клапанном распределении или при передаче клапану движения через толкатели, тяги, рычаги или коромысла, изменения зазора могут быть еще больше. Их можно определить с помощью аналогичной методики.

В новейших конструкциях вводят автоматические компенсирующие устройства, позволяющие поддерживать зазор в клапанном распределении приблизительно постоянным независимо от теплового состояния двигателя.

Корректировка формы деталей. В случаях, когда неравномерный нагрев искажает форму деталей, исходную форму корректируют с таким расчетом, чтобы при нагреве деталь принимала необходимую по условиям работы конфигурацию.

В поршнях двигателей внутреннего сгорания температура максимальна у днища (рис. 258, а) и падает по направлению к юбке вследствие отвода теплоты поршневыми кольцами в стенки цилиндра и охлаждающего действия масла, забрасываемого из картера на внутренние стенки поршня. При нагреве поршень принимает приблизительно коническую форму. Во избежание заедания верхнего пояса в цилиндре

поршню заранее придать обратную коническую, суживающуюся к днищу форму (рис. 258, б).

Зазор между поршнем и стенками цилиндра, а также степень необходимого сужения верхнего пояса поршня можно определить из следующих соотношений.

Диаметральный зазор между поршнем и стенками цилиндра в холодном состоянии $\Delta_{\text{хол}} = D - d$, где D и d — номинальные диаметры соответственно цилиндра и поршня. Зазор в рабочем состоянии

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{гор}} &= \Delta_{\text{хол}} - D[\alpha_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_0) - \\ &\quad - \frac{d}{D}\alpha_{\text{ц}}(t_{\text{ц}} - t_0)] \approx \\ &\approx \Delta_{\text{хол}} - D[\alpha_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_0) - \alpha_{\text{ц}}(t_{\text{ц}} - t_0)], \quad (121) \end{aligned}$$

где $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{ц}}$ — коэффициенты линейного расширения материалов соответственно поршня и цилиндра; $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{ц}}$ — средние температуры соответственно поршня и цилиндра.

Пусть диаметр цилиндра $D = 100$ мм, $\alpha_{\text{п}} = 23 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ (алюминиевый сплав), температура стенок цилиндра $t_{\text{ц}} = 80^{\circ}\text{C}$ (двигатель водяного охлаждения), температура верхнего пояса поршня 300°C , и нижнего 150°C .

Для того чтобы поршень при нагреве приобрел цилиндрическую форму, необходимо, чтобы в холодном состоянии диаметр верхнего пояса был меньше диаметра нижнего пояса на величину

$$\Delta d = 100 \cdot 23 \cdot 10^{-6} (300 - 150) = 0,345 \text{ мм.}$$

Изменение диаметрального зазора между цилиндром и нижним поясом поршня при нагреве согласно формуле (121) $\Delta_{\text{хол}} - \Delta_{\text{гор}} = 100 [23 \cdot 10^{-6} (150 - 20) - 11 \cdot 10^{-6} (80 - 10)] = 0,23$ мм.

Пусть минимальный зазор между цилиндром и поршнем в горячем состоянии должен быть равен $\Delta_{\text{гор}} = 0,4$ мм. Тогда согласно предыдущему уравнению холодный зазор в нижнем поясе $\Delta_{\text{хол}} = \Delta_{\text{гор}} + 0,23 = 0,4 + 0,23 = 0,63$ мм, а в верхнем поясе $\Delta_{\text{хол}} = 0,63 + \Delta d = 0,63 + 0,345 \approx 1$ мм.

Определим теперь конструктивный зазор δ между тыльной поверхностью поршневых колец и внутренней стенкой поршневых канавок (рис. 258, в).

При нагреве поршня до рабочей температуры диаметр d_0 внутренней поверхности поршневой канавки возрастает на величину $\Delta d_0 = d_0 \alpha_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0)$, а диаметр цилиндра на величину $\Delta D = D \alpha_{\text{ц}} (t_{\text{ц}} - t_0)$.

Если пренебречь изменением ширины кольца при нагреве, то изменение диаметрального зазора между тыльной поверхностью кольца

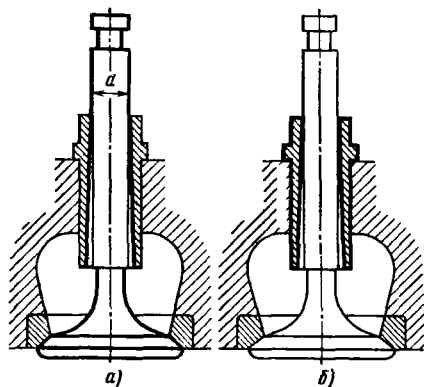


Рис. 259. Корректировка формы клапана и направляющей

и внутренней поверхностью канавки в верхнем поясе поршня

$$\begin{aligned} \Delta \delta &= \Delta d_0 - \Delta D = d_0 \alpha_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) - \\ &\quad - D \alpha_{\text{ц}} (t_{\text{ц}} - t_0) = \\ &= D \left[\frac{d_0}{D} \alpha_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) - \alpha_{\text{ц}} (t_{\text{ц}} - t_0) \right]. \end{aligned}$$

Принимая $d_0/D = 0,85$ и подставляя численные значения, получаем $\Delta \delta = 100 [0,85 \times 23 \cdot 10^{-6} (300 - 20) - 11 \cdot 10^{-6} (80 - 20)] = 0,48$ мм.

Пусть зазор, необходимый для нормального функционирования кольца в рабочем состоянии, равен 1 мм. Тогда конструктивный холодный зазор должен быть равен 1,48 мм.

Другой пример корректирования формы — придание конусности штокам выпускных клапанов внутреннего сгорания (рис. 259, а). Так как рабочая температура верхнего конца штока ниже температуры у шейки (на участке перехода штока в головку), то диаметр верхнего конца штока должен быть (из условия постоянства зазора по длине направляющей) больше диаметра штока у шейки на величину $\delta = d \alpha_{\text{к}} \Delta t$, где d — номинальный диаметр штока; $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент линейного расширения материала клапана; Δt — разность температур шейки и верхнего конца штока.

Для клапана из аустенитной стали ($\alpha_{\text{к}} = 20 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$) при диаметре штока $d = 12$ мм и $\Delta t = 200^{\circ}\text{C}$ $\delta = 12 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \approx 0,05$ мм.

Корректировку можно также осуществить, сделав отверстие направляющей клапана конически расширяющимся по направлению к головке клапана (рис. 259, б).

И тот, и другой способы облегчают самостановку клапана в седле.

ТЕМПЕРАТУРОНЕЗАВИСИМОЕ ЦЕНТРИРОВАНИЕ

Обычный способ центрирования по цилиндрическим поверхностям неприменим, когда в системе соединяемых деталей возникает значительные тепловые деформации. Если охватываемая деталь имеет более высокую температуру или выполнена из материала с более высоким коэффициентом теплового расширения, чем охватываемая деталь, то в соединении образуется зазор, нарушающий центрирование. Если же охватываемая деталь имеет меньшую температуру или выполнена из материала с меньшим коэффициентом теплового расширения, чем охватываемая, то при нагревании возникает натяг, нагружающий соединение и вызывающий деформацию деталей, т. е. в конечном счете также нарушающий центрирование.

Это явление имеет особенно большое значение в конструкции тепловых машин (например, газовых турбин) с корпусами большого диаметра, зачастую выполняемыми из различных материалов.

Пусть в соединении кольцевых отсеков корпусов аксиального компрессора и турбины, центрируемых один относительно другого буртиком по посадке Н8/н7 один из отсеков выполнен из легкого сплава с $\alpha_1 = 23 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$; другой — из стали с $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$. Диаметр центрирующего буртика $D_0 = 1000 \text{ мм}$.

Отверстие, выполненное по Н8, может иметь отклонения в пределах $0-0,14 \text{ мм}$, а диаметр центрирующего буртика — в пределах от 0 до $0,09 \text{ мм}$. Следовательно, в соединении, собранном в холодном состоянии, зазор может колебаться от 0 до $0,23 \text{ мм}$.

Пусть рабочая температура отсеков 150°C . Разность увеличения диаметров центрирующих поверхностей $\Delta D = D_{0\text{раб}}(\alpha_1 - \alpha_2)$.

Подставляя численные значения, получаем $\Delta D = 1000 \times 150(23 - 11) 10^{-6} = 1,8 \text{ мм}$.

Прибавляя первоначальный зазор $0-0,23 \text{ мм}$, получаем зазоры в горячем состоянии: минимальный $1,8 \text{ мм}$, максимальный $2,03 \text{ мм}$. Разумеется, точность центрирования при этом совершенно теряется.

На рис. 260 (фланцевое соединение) представлены некоторые способы температурнезависимого центрирования. Стальной фланец 1 центрируется буртиком в корпусной детали 2

из алюминиевого сплава (рис. 260, а). При нагреве системы в соединении появляется зазор; центрирование осуществляется лишь неопределенным действием затяжки крепежных болтов. Более уверенное центрирование обеспечивает стяжка соединения призонными болтами (рис. 260, б). Однако при нагреве в соединении возникает натяг, деформирующий узел. Натяг возникает и при центрировании наружным буртиком на стальном фланце (рис. 260, в).

Такие способы центрирования допустимы, когда одна из соединяемых деталей обладает податливостью в радиальном направлении, например, если стальной фланец переходит в цилиндрический тонкостенный корпус 3 (рис. 260, г), который может несколько расширяться в радиальном направлении, что несколько уменьшает напряжения в узле.

При системе двойного центрирования (рис. 260, д) соединение в холодном состоянии центрируется по внутреннему буртику стального фланца. Наружный буртик выполняют с зазором m , равным полуразности теплового увеличения диаметров алюминиевого и стального фланцев. При нагреве функцию центрирования принимает на себя наружный буртик; на внутреннем буртике образуется зазор. В период разогрева между крайними значениями температур центрирование получается неопределенным. Разновидностью этого способа является центрирование буртиком, входящим с внутренним зазором l в кольцевую выточку сопряженной детали (рис. 260, е).

Радиально-лучевое центрирование. При равномерном тепловом расширении все участки цилиндрических деталей перемещаются по радиусам, сходящимся в оси симметрии деталей. Если расположить центрирующие элементы лучами по радиусам, то центрирование будет сохраняться при любых тепловых деформациях системы. Число центрирующих элементов должно быть не менее трех. Этот вид центрирования называют радиально-лучевым.

Примеры лучевого центрирования показаны на рис. 261 (сопряжение охватываемой детали из алюминиевого сплава со стальной охватываемой деталью). В конструкции а центри-

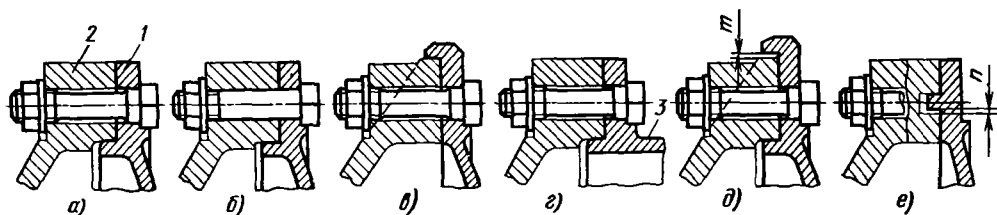


Рис. 260. Центрирование фланцев

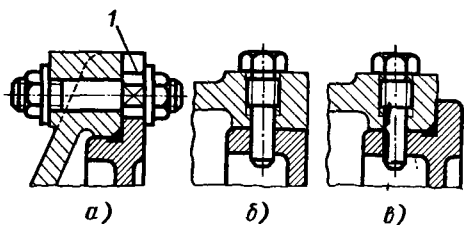


Рис. 261. Радиально-лучевое центрирование фланцев

рующими элементами являются подголовки болтов 1 с лысками, плотно входящие в радиальные прорезы на фланце. Фланец притягивают к корпусу тарированной силой с таким расчетом, чтобы сила трения на стыке была меньше термических сил, возникающих при нагревании-охлаждении. Иногда систему затягивают до упора гайки в подголовок болта так, чтобы в соединении был минимальный осевой зазор (несколько сотых миллиметра). Центрирование буртиком в данном случае излишне, так как буртик служит только для размещения уплотнения.

Разновидностью радиально-лучевого цент-

рирования является штифтовое (пальцевое) центрирование. Центрирующие штифты плотно устанавливают в совместно обработанные отверстия соединяемых деталей (рис. 261, б). Буртик в данном случае служит для предварительного центрирования фланцев при обработке. Затяжку соединения этот способ не обеспечивает; штифты лишь фиксируют детали в осевом и радиальном направлениях. Герметичность соединения можно обеспечить упругими уплотняющими элементами, закладываемыми в стык (рис. 261, в).

В соединениях, передающих крутящий момент, радиально-лучевое центрирование осуществляют с помощью шпонок 1 (рис. 262), болтов 2 с лысками, торцовых кулачков 3, прямобочных 4 или торцовых 5 шлицев, радиальных штифтов 6 и 7. Предварительное центрирование соединяемых фланцев цилиндрической поверхностью 8 применяют в тех случаях, когда охватывающая деталь расширяется при рабочих температурах больше, чем охватываемая. В обратном случае между охватывающей и охватываемой деталями предусматривают радиальный зазор 9. Отверстия под центрирующие штифты обрабатывают

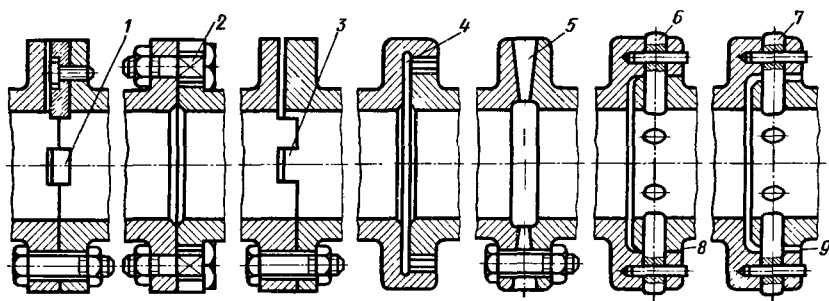


Рис. 262. Радиально-лучевое центрирование фланцевых соединений

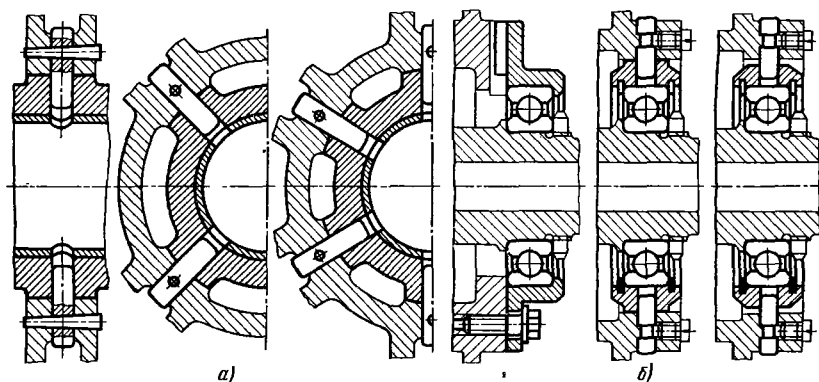


Рис. 263. Лучевое центрирование подшипников скольжения (а) и качения (б)

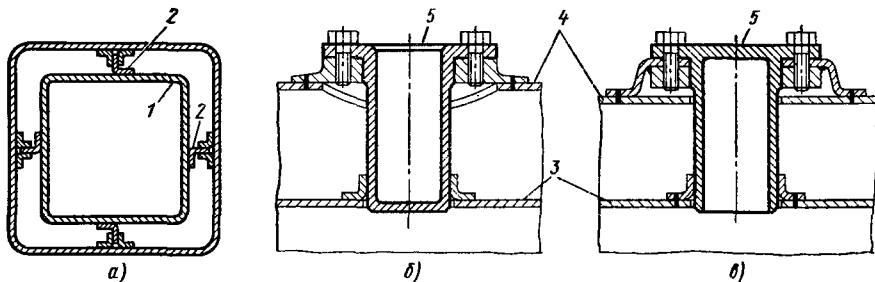


Рис. 264. Лучевая подвеска камер сгорания

раздельно по кондуктору или совместно с применением центрирующих фальшколец.

На рис. 263 представлены примеры лучевого центрирования подшипников скольжения и качения в корпусах из легких сплавов.

Часто применяют лучевую подвеску деталей, работающих при высоких температурных перепадах, например в топочных устройствах. На рис. 264, а изображена оселучевая подвеска жаровой коробки 1 на продольных ребрах 2, обеспечивающих свободу радиальных и осевых деформаций. На рис. 264, б и в приведены узлы подвески камер горения 3 газовых турбин в корпусах 4 с помощью радиальных центрирующих стаканов 5.

Центрирование насадных деталей. Задача температурнезависимого центрирования встречается при посадке на валу роторов турбин, центробежных и осевых компрессоров и других агрегатов. Если температура ротора высока (рабочие диски турбин) или роторы изготовлены из легкого сплава (центробежные и аксиальные компрессоры), то на посадочном поясе образуется зазор, приводящий к дисбалансу и биениям ротора. У быстроходных роторов зазор увеличивается еще под действием центробежных сил, вызывающих напряжения растяжения, наибольшие у отверстия ротора. В таких случаях необходимо нейтрализовать влияние и температуры, и сил инерции.

Эффективным средством является охлаждение роторов. Этот прием широко применяется в газовых турбинах. Охлаждающий воздух, отбираемый из первых ступеней компрессора, омывает рабочие диски, после чего вводится в общий газовый тракт турбины. Охлаждение роторов паровых турбин затруднительнее.

Способы температурнезависимого центрирования насадных деталей приведены на рис. 265. При ступенчатом центрировании (рис. 265, а) ротор при сборке центрируется на валу внутренней поверхностью отверстия. В рабочем состоянии, когда диаметр ступицы увеличивается, центрирование осуществляют буртики колец, охватывающие ступицу с обеих

сторон. В промежутке между крайними положениями ротор децентрирован, что может вызвать появление опасных вибраций.

Многоступенчатое центрирование осуществляют с помощью гребенчатых дисков с зазорами, последовательно увеличивающимися к периферии (рис. 265, б). По мере нагрева и увеличения размеров ступицы вступают последовательно в действие новые гребешки, благодаря чему центрирование сохраняется на всех стадиях нагрева. Иногда применяют установку между валом и ступицей пружинных С-образных колец (рис. 265, в). В данном случае возможны смещения ротора относительно вала в пределах упругой деформации колец и, как следствие, радиальное и осевое биение ротора.

Лучевое центрирование осуществляют боковыми гранями шлицев 1, плоскости которых сходятся на оси вала (рис. 265, г). При равномерном нагреве деталей и осесимметричном растяжении ступицы центробежными силами соблюдается геометрическое подобие системы, в силу чего центрирование сохраняется при любых условиях работы. Практически тот же результат получается при обыкновенных рабочемочных шлицах 2 с центрированием по рабочим граням. Отклонения от правильного центрирования тем меньше, чем тоньше шлицы, т. е. чем больше их число.

На рис. 265, д показан способ лучевого центрирования по торцовым зубьям, входящим в радиальные пазы ведущих шайб.

При посадке на вал деталей с длинными ступицами следует считать также с изменением осевых размеров ступицы. При нагреве, симметричном в экваториальной и меридиональной плоскостях, каждая точка детали перемещается по лучам, исходящим из геометрического центра детали.

Наиболее правильно расположить центрирующие элементы в меридиональной плоскости симметрии детали по радиусам, скользящим на оси. Этот принцип положен в основу пальцевых втулок (рис. 265, е),

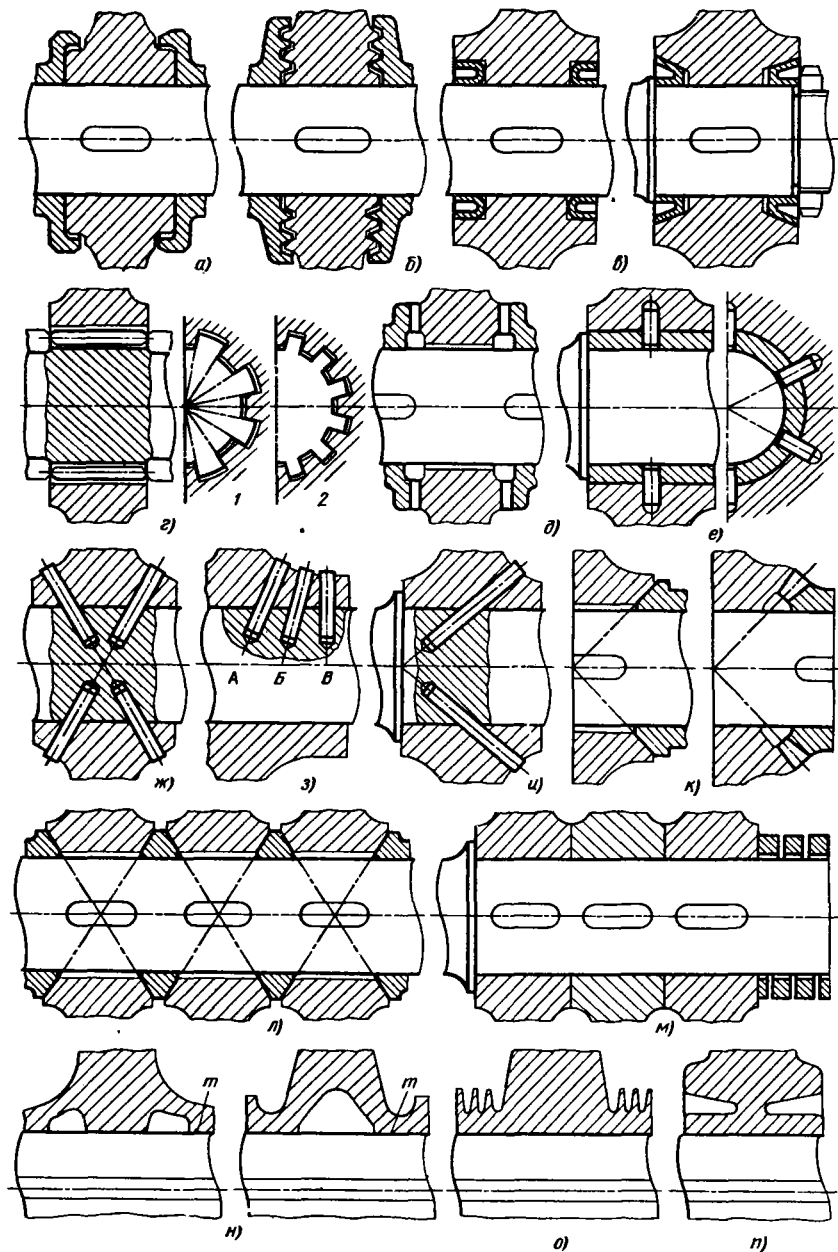


Рис. 265. Центрирование насадных деталей

часто применяемых в турбостроении. Пальцы устанавливают в промежуточной втулке, так как иначе сборка соединения невозможна. Втулку вводят в ступицы ротора, закладывают пальцы изнутри и в таком виде ротор устанавливают на вал.

Втулку сажают на вал по посадке с натягом (иногда с затяжкой по конической поверхности). Размеры втулки, нагруженной незначительными центробежными силами, практически не изменяются; сохраняется и натяг между втулкой и валом. Система обеспечивает сво-

боду температурных деформаций ступицы в радиальном и осевом направлениях (по обе стороны от плоскости расположения пальцев).

Более технологичный прием — установка пальцев снаружи в отверстия, совместно обработанные в ступице и на валу. Условие сохранения центровки и неизменности расположения меридиональной плоскости симметрии ротора заключается в том, чтобы оси отверстий сходились на оси вала в меридиональной плоскости симметрии (рис. 265, ж). Такой же эффект получается и при установке пальцев в ряд (слева или справа от плоскости симметрии ротора). Однако система наклонных пальцев не обеспечивает правильного центрирования при изменении размеров ступицы под действием растягивающих сил. Центробежные силы, направленные перпендикулярно оси вала, изгибают пальцы. Следовательно, система применима в тех случаях, когда преобладают тепловые деформации, а деформации растяжения невелики. Правильное центрирование при действии центробежных сил обеспечивается тем в большей мере, чем ближе пальцы расположены к оси симметрии детали.

Правильное центрирование можно обеспечить и при наличии растягивающих напряжений, если пальцы расположить радиально с одной стороны ротора (положение В, рис. 265, з). Однако в этом случае осевые тепловые деформации направлены от плоскости расположения пальцев, и меридиональная плоскость симметрии ротора будет при тепловых деформациях несколько смещаться вдоль вала. Плоскость ротора, не изменяющая своего положения относительно вала, вообще определяется положением точек пересечения осей пальцев с осью вала (положения А, Б и В).

Если центрируемая деталь имеет торцовый упор, определяющий направление осевых деформаций, и если преобладают осевые тепловые деформации (случай длинных ступиц), то оси пальцев должны сходиться в плоскости упорного буртика (рис. 265, и). Это обеспечивает беспрепятственное тепловое расширение ступицы.

Разновидностью лучевого центрирования является установка ротора на конусах, образующие которых сходятся в меридиональной плоскости симметрии ротора (рис. 265, к). В этом случае условия правильного центрирования и неизменности расположения меридиональной плоскости симметрии ротора обеспечиваются полностью. Момент ротору можно передавать шпонкой, шлицами или коническими зубьями. Система не обеспечивает центрирования при увеличении размеров отверстия под действием растягивающих сил. Исключение представляет случай, когда конусы стя-

нуты пружиной, постоянно выбирающей зазор на посадочных поверхностях. Угол наклона конусов должен быть меньше угла трения (для возвращения ступицы в исходное состояние при остывании).

При установке последовательно нескольких роторов (рис. 265, л) конусы обеспечивают правильное радиальное центрирование и сохранение положения меридиональных плоскостей симметрии каждого ротора на валу, а также предотвращают осевые напряжения сжатия в ступицах и напряжения растяжения в валу при колебаниях температуры.

Пружинная затяжка (рис. 265, м) смягчает осенаправленные напряжения в системе, но не решает задачи радиального центрирования роторов и не обеспечивает неизменности их осевого положения на валу. Плоскости симметрии роторов при тепловых деформациях смещаются в этом случае на величину, пропорциональную их расстоянию от фиксирующего буртика.

Правильное центрирование можно обеспечить также отнесением центрирующих поясов от зоны действия растягивающих напряжений. С этой целью центрирующие поверхности m отделяют от тела ротора кольцевыми выборками (рис. 265, н). Будучи практически разгруженными от растягивающих напряжений, центрирующие пояса сохраняют первоначальные размеры и посадку на валу. При известной форме перехода от тела ротора к центрирующим поясам плотность посадки может даже возрасти в результате растяжения ступицы центробежными силами, сопровождающегося сближением и сжатием посадочных поясов. Если теплопередачу от тела ротора к посадочным поясам ослабить уменьшением сечения переходных участков и одновременно ввести охлаждение посадочных поясов, например с помощью ребер (рис. 265, о), то система может обеспечить центрирование и при температурных деформациях ротора.

Своеобразная конструкция представлена на рис. 265, п. Ступица ротора разделена глубокими кольцевыми канавками на две части — массивную, рассчитанную на восприятие центробежных и термических сил, и тонкостенную центрирующую втулку. Размеры центрирующей втулки, изолированной от растягивающих напряжений и от теплопередачи из ротора, практически не меняются, что обеспечивает правильное центрирование ротора при всех условиях работы. Конструкция применима в стационарных установках.

Отвод теплоты. Действенным средством снижения термических напряжений и деформаций, уменьшения короблений и сохранения прочности материала является уменьшение

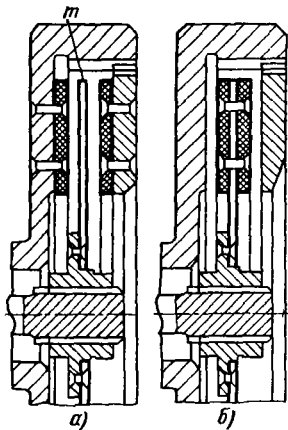


Рис. 266. Крепление фрикционных накладок

перепада температур. Этого достигают изоляцией детали от действия источника теплоты или увеличением теплоотвода в окружающую среду. При особо высоких температурах вводят системы с принудительным охлаждением (воздухом, маслом, водой).

Конструкция дискового фрикционного сцепления, в котором одна накладка прикреплена к корпусу сцепления, а вторая — к нажимному диску (рис. 266, а), нерациональна, так как тепло, выделяющееся при включении сцепления, переходит в тонкий ведомый диск и перегревает его. Значительно лучше конструкция (рис. 266, б), где фрикционные накладки прикреплены к ведомому диску. Благодаря высоким теплоизоляционным свойствам накладки надежно защищают тонкий диск от перегрева; тепло, выделяющееся при включении, переходит в массивный корпус сцепления и нажимной диск, которые вследствие большой теплоемкости нагреваются при включениях незначительно.

Теплопередачу можно интенсифицировать путем устранения термических сопротивлений. В блочном двигателе водяного охлаждения с сухими гильзами (рис. 267, а) теплоотвод от гильз в охлаждающую воду затруднен из-за наличия лишней стенки, неизбежного присутствия масляной пленки и загрязнений на поверхности запрессовки. Гораздо лучше охлаждение гильз, непосредственно омываемых водой (рис. 267, б).

На рис. 268, а представлены ранние конструкции выхлопного патрубка двигателя воздушного охлаждения, а на рис. 268, б — современная конструкция с сильно развитым ребрением и улучшенным теплоотводом.

Охлаждение участков расположения седла и направляющей выпускного клапана должно

быть равномерным, иначе возможно искажение цилиндрической формы седла и, как следствие, нарушение правильной работы клапана. На рис. 268, в представлен пример ошибочной конструкции выхлопного патрубка двигателя с водяным охлаждением. Ошибка заключается в одностороннем подводе охлаждающей воды: вокруг седла и направляющей остаются плохо охлаждаемые массивы 1. На рис. 268, г показана наиболее правильная конструкция, в которой вода подведена равномерно по всей окружности седла и направляющей.

На рис. 268, д представлена неудовлетворительная по условиям охлаждения конструкция поршня. Для улучшения теплоотвода в масло, забрасываемое из картера, в днище делают крестообразные 2, продольные 3 или вафельные 4 ребра, которые вместе с тем увеличивают прочность и жесткость днища (рис. 268, е, ж). Наибольшую поверхность охлаждения при наименьшей массе обеспечивают столбчатые охладители 5, однако они не увеличивают жесткость днища.

В особо теплонапряженных поршнях вводят принудительное масляное охлаждение (рис. 268, з). Масло подается из шатунной шейки коленчатого вала по каналу в шатуне и через отверстие в головке поступает в полость под днищем, откуда стекает в картер.

Применение материалов высокой теплопроводности способствует переходу тепловой энергии из наиболее нагретых участков детали в более холодные и уменьшению температурного перепада. В деталях, изготовленных из материалов низкой теплопроводности, внутренний теплопереход усиливают введением вставок из теплопроводных металлов (алюминия, меди) или заполнением внутренних полостей жидким теплопереносчиком (например, легкоплавким металлом).

Наиболее полное выражение последний способ получил в конструкции выпускных клапа-

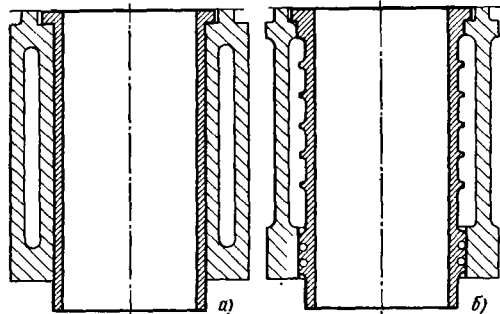


Рис. 267. Усиление теплоотвода

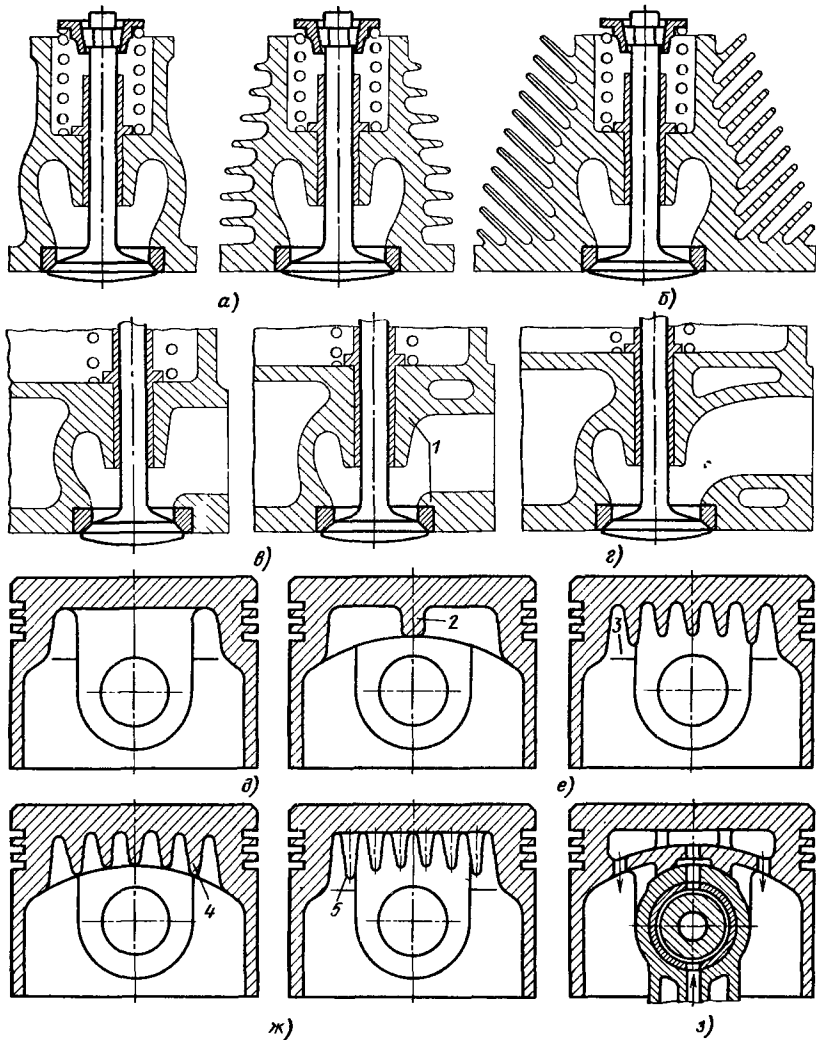


Рис. 268. Варианты усиления тепловода

нов с натриевым охлаждением. Применение жидкого теплоносителя здесь особенно выгодно потому, что в силу поступательно-возвратного перемещения клапана теплоноситель постоянно находится в движении и интенсивно передает тепловую энергию от горячей головки клапана в относительно холодный шток.

Металлический натрий обладает высокими свойствами как теплопереносчик: низкой температурой плавления (97°C), большой удельной теплоемкостью [$1,13 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$], малой плотностью ($0,97 \text{ кг}/\text{дм}^3$ в твердом состоянии и $0,74 \text{ кг}/\text{дм}^3$ в жидком). Температура кипения 880°C . Исключительно высокая скрытая теплота испарения ($4620 \text{ Дж}/\text{кг}$) обеспечивает

крупный резерв теплопоглощения на случай кратковременного повышения температуры клапана сверх 880°C .

Изготовление пустотелых клапанов вызывает значительные технологические трудности. Однако повышенные затраты на изготовление вполне окупаются увеличением надежности и срока службы.

Изготовление пустотелого клапана методом редуцирования начинается с вытяжки заготовки в виде полого стакана (рис. 269, а), который уковывают в несколько переходов до закрытия цилиндрической части полости (рис. 269, б и в). Затем следует сверление, развертывание отверстия и обдирка наружной

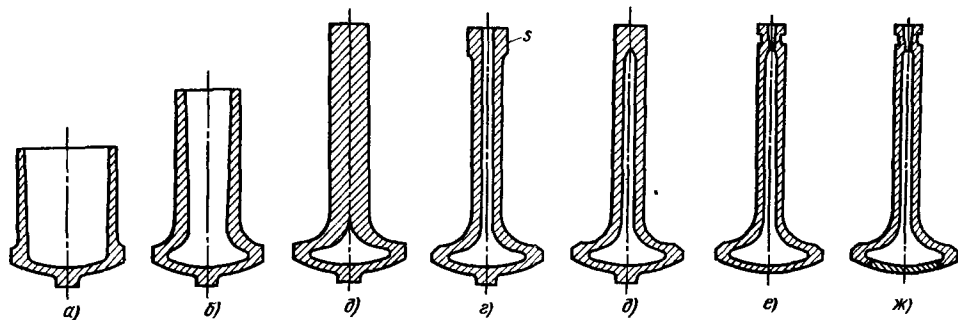


Рис. 269. Изготовление пустотелых клапанов

поверхности (рис. 269, з). Для заковки конца штока оставляют припуск s . После заковки (рис. 269, д) сверлят и развертывают коническое отверстие под уплотнительную пробку (рис. 269, е). Затем клапан предварительно обрабатывают снаружи и заполняют примерно на 60% объема полости натрием при $200-300^{\circ}\text{C}$ в нейтральной атмосфере. Отверстие заглушают конической пробкой, торец штока наплавляют стеллитом. Затем следует чистовая механическая обработка клапана.

Проще изготовление пустотелых клапанов путем приварки доньшка (рис. 269, ж). После приварки сферическую поверхность головки клапана, фаски и торец штока наплавляют стеллитом. Затем поверхности клапана шлифуют и полируют. Однако сварке поддаются только некоторые клапанные стали. Наиболее жаропрочные стали мартенситно-аустенитного класса не свариваются. К тому же сварные клапаны менее прочны, чем клапаны, полученные редуцированием.

8. УПРОЧНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ

Ниже рассмотрены способы упрочнения, основанные на создании в конструкции напряжений, обратных по знаку рабочим (преднапряженные конструкции). Различают два основных способа упрочнения: упругое и пластическое.

УПРУГОЕ УПРОЧНЕНИЕ

При упругом упрочнении конструкции заранее придают деформации, противоположные деформациям при рабочем нагружении. Классическим примером этого способа упрочнения являются шпренгельные балки (рис. 270, а). В систему вводят тензоры I — стержни из высокопрочного материала. Натягивая стержни, в балке создают предварительные напряжения (рис. 270, б) на стороне, ближайшей к стержням, — напряжения сжатия ($-$), а на противоположной стороне — напряжения растяжения ($+$). Приложение рабочей нагрузки $P_{\text{раб}}$ вызывает напряжения обратного знака (рис. 270, в). Сложение предварительных и рабочих напряжений существенно уменьшает конечные напряжения в балке (рис. 270, г). Напряжения растяжения в стержнях возрастают.

Освоено производство предварительно напряженных балок. В полку, противоположную действию нагрузки (рис. 270, д), закатывают

стержни из высокопрочной проволоки, предварительно напряженные механически или термически (нагревом). Такие балки можно без нарушения преднапряга резать на куски произвольной длины.

В конструкции на рис. 270, е к нижней полке прикреплены предварительно напряженная накладка из высокопрочной листовой стали. К стальным балкам накладки приваривают, к балкам из легких сплавов приклепывают.

Другой пример упругого упрочнения — скрепление резервуаров, выполненных из легких сплавов, путем намотки стальной проволоки (или ленты) в один или несколько рядов (рис. 271, а — в). При намотке в стенках сосуда создаются напряжения сжатия (σ), которые, вычитаясь из напряжений растяжения, возникающих под действием внутреннего давления (δ), значительно уменьшают конечные напряжения в стенках сосуда (ϵ). Напряжения растяжения в проволоке при приложении внутреннего давления возрастают.

При известных соотношениях напряжения в стенках сосуда под рабочей нагрузкой могут быть равны нулю или даже сохранять отрицательный знак. Стенки сосуда будут в этом случае испытывать под нагрузкой напряжения сжатия, уменьшенные по сравнению с напряжениями, созданными при скреплении. По-

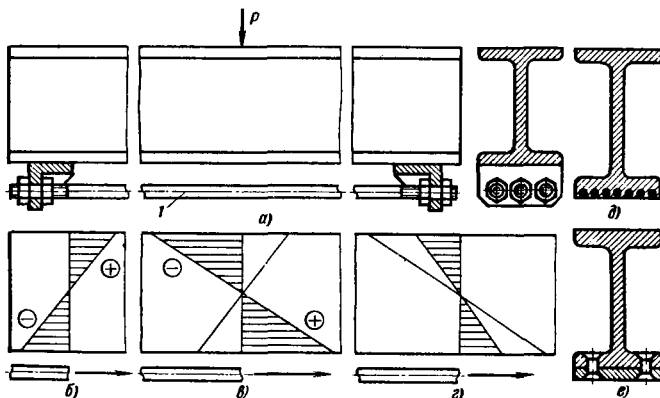


Рис. 270. Преднапряженные балки

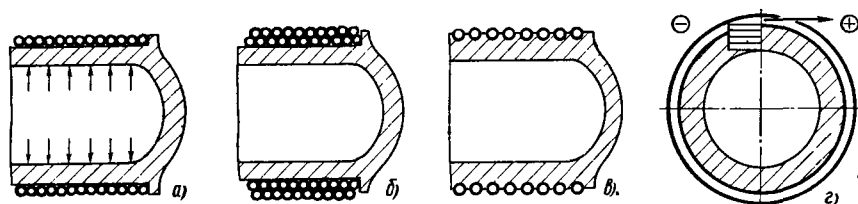


Рис. 271. Скрепление резервуаров

добные системы имеют смысл только в том случае, если материал скрепляющих элементов прочнее материала скрепляемых деталей. Создание предварительного напряжения позволяет разгрузить слабый материал и делает конструкцию в целом более прочной.

В качестве упрочняющих элементов применяют холоднотянутую проволоку и прутки, а также холоднокатаную ленту малых сечений, обладающие значительно более высокой прочностью, чем массивные горячекатаные профили ($\sigma_b = 2500 \div 3000$ МПа; $\sigma_{0,2} = 2000 \div 2500$ МПа для проволоки и лент из среднеуглеродистых сталей).

Разновидностью упругого упрочнения является скрепление полых толстостенных цилиндрических деталей, подверженных действию высокого внутреннего давления. В данном случае не обязательно, чтобы скрепляющие элементы превосходили по прочности скрепляемые; эффект упрочнения здесь основан на своеобразном распределении напряжений по сечению детали.

В толстостенном сосуде, подвергающемся действию внутреннего давления, напряжения по Ламе максимально на внутренней поверхности стенки и падает к наружной (рис. 272, а). С целью упрочнения деталь изготавливают из двух труб; внутреннюю запрессовывают в наружную трубу с большим натягом. В наружной трубе возникают напряжения растяжения, а во внутренней — напряжения сжатия (рис. 272, б). В результате сложения предварительно возбужденных напряжений с рабочими (рис. 272, в) пик растягивающих напряжений

у внутренней стенки уменьшается (рис. 272, г), напряжения по сечению выравниваются, и прочность конструкции возрастает.

ПЛАСТИЧЕСКОЕ УПРОЧНЕНИЕ

При этом способе участки материала, наиболее нагруженные в рабочем состоянии, предварительно подвергают пластической деформации, создавая в них остаточные напряжения, противоположные по знаку рабочим.

Упрочнение перегрузкой. Упрочнение перегрузкой заключается в воздействии на деталь повышенной силы того же направления, что и рабочая, вызывающей пластические деформации наиболее напряженных участков.

При изгибе бруса поперечной силой $P_{\text{раб}}$ (рис. 273, а) в верхних волокнах материала возникают напряжения сжатия, а в нижних — растяжения. Подвергнем брус действию достаточно большой силы P , вызывающей пластические деформации крайних волокон (рис. 273, б). Верхние волокна укорачиваются, а нижние удлиняются. Центральные волокна остаются в состоянии упругой деформации. После снятия упрочняющей нагрузки сердцевина, возвращаясь в исходное состояние, растягивает сжатые верхние волокна и сжимает растянутые нижние волокна, вызывая в них

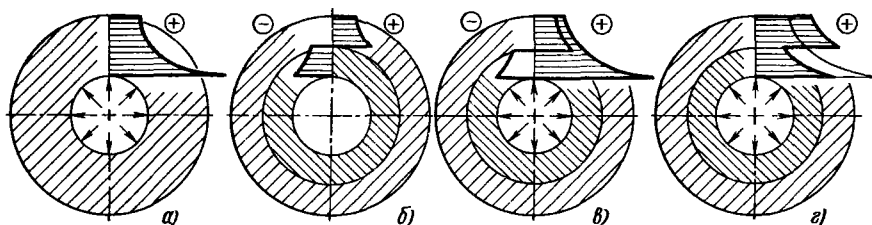


Рис. 272. Скрепление труб

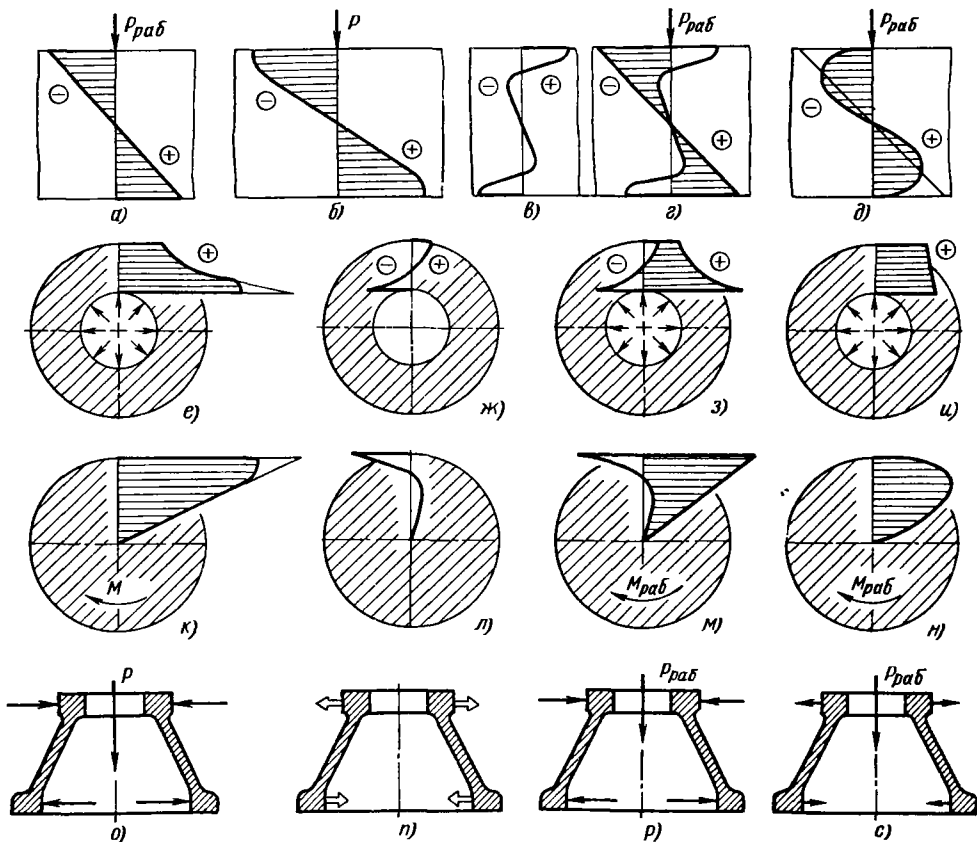


Рис. 273. Упрочнение перегрузкой

напряжения, обратные по знаку рабочим напряжениям; в сердцевине возникают реактивные напряжения (рис. 273, в).

Если напряженный таким образом брус подвергнуть действию рабочей нагрузки $P_{раб}$ (рис. 273, г), то остаточные и рабочие напряжения алгебраически суммируются. Результирующие напряжения в крайних волокнах оказываются существенно меньше напряжений, возникающих в брус, не подвергнутом упрочнению (рис. 273, д). Следовательно, не переходя допустимого предела напряжений, можно нагрузить брус значительно большей силой.

Аналогичен способ упрочнения толстостенных цилиндрических сосудов путем предварительного приложения повышенного внутреннего давления (например, автофреттирование стволов артиллерийских систем).

В сосуде создают давление, вызывающее пластическую деформацию растяжения внутренних слоев стенки (рис. 273, е). После снятия

давления упругонапряженный основной материал стенки, возвращаясь в исходное состояние, сжимает пластически деформированные внутренние слои, вызывая в них остаточные напряжения сжатия (рис. 273, ж). Напряжения растяжения, возникающие в стенках сосуда под действием рабочей нагрузки (рис. 273, з), отчасти уравниваются предварительными напряжениями сжатия. Пик напряжений у внутренней поверхности снижается, распределение напряжений по стенке становится более равномерным (рис. 273, и), прочность сосуда возрастает.

Метод перегрузки применяют также для упрочнения стержней, работающих на кручение. Стержень подвергают действию повышенного крутящего момента M , вызывающего в крайних волокнах сечений стержня пластические деформации сдвига (рис. 273, к). После снятия перегрузки упругая сердцевина стержня расправляется, увлекая за собой пластически деформированные волокна и вызывая в них

напряжения, обратные по знаку напряжениям сдвига от рабочей нагрузки (рис. 273, л).

Если теперь приложить к стержню рабочий крутящий момент $M_{\text{раб}}$, то остаточные напряжения складываются с рабочими, снижая результирующие напряжения (рис. 273, м и н). На этом принципе основано упрочнение спиральных пружин путем заневоливания (выдержка пружины под повышенной осевой нагрузкой).

При упрочнении конусных деталей, нагруженных осевой силой, к детали прилагают перегрузочную силу P (рис. 273, о), под действием которой верхний фланец подвергается сжатию, а нижний — растяжению в радиальных направлениях. Силу P выбирают так, чтобы напряжения во фланцах превосходили предел текучести материала. После снятия перегрузки стенки конуса, упруго расправляясь, растягивают пластически сжавшийся верхний фланец и стягивают пластически раздавшийся нижний фланец, вызывая в первом остаточные напряжения растяжения, а во втором — сжатия (рис. 273, п).

Приложение рабочей нагрузки $P_{\text{раб}}$ вызывает во фланцах напряжения, обратные по знаку предварительно созданным, что снижает конечные напряжения (рис. 273, р и с).

Упрочнение перегрузкой применимо только для материалов, обладающих достаточной пластичностью. В хрупких материалах перенапряжение может вызвать в растянутых слоях микротрещины и надрывы, выводящие деталь из строя. Такое же явление может произойти в пластичных материалах при высоких степенях деформации. Поэтому пластическую деформацию ограничивают, допуская пере-напряжение не выше $(1,1 - 1,2)\sigma_{0,2}$. Следует учитывать, что всякий вид перенапряжения упрочняет материал только против действия нагрузки одного направления и р а з у п р о ч н я е т при действии нагрузки противоположного направления. Таким образом, этот способ применим при нагрузках постоянного направления, пульсирующих, а также знакопеременных с преобладанием нагрузки одного направления (асимметричные циклы).

Из предшествующего очевидно, что всякая система, находящаяся под действием нагрузок постоянного направления и изготовленная из достаточно пластичного материала, обладает в известной степени свойством самоупрочнения. Временное повышение рабочей нагрузки до значения, вызывающего умеренные пластические деформации, упрочняет систему. Если же деталь испытывает переменные нагрузки, то переход за предел текучести под действием нагрузки одного направления ослабляет материал против действия нагрузки противоположного направления.

Положительной стороной метода перегрузки является то, что при нем избирательно упрочняются наиболее напряженные участки. Перегрузка как бы нащупывает и автоматически усиливает слабые места конструкции.

Объемное уплотнение. Объемное уплотнение заключается в глубоком обжатии участков детали, испытывающих при рабочей нагрузке напряжения растяжения. Детали подвергают обжатию на стадии заготовки в холодном или полупластичном состоянии.

В случае бруса, изгибаемого поперечной силой $P_{\text{раб}}$ (рис. 274, а), обжимают участки, противоположные действию нагрузки (заштрихованный участок). Пластическая деформация материала вызывает прогиб бруса выпуклостью вниз. После обжатия брус расправляется под действием упругих сил материала; в обжатых участках возникают напряжения сжатия, в необжатых — напряжения растяжения (рис. 274, б). При действии рабочей нагрузки суммирование остаточных и рабочих напряжений уменьшает результирующие напряжения (рис. 274, в и г).

Распределение результирующих напряжений зависит от соотношения сечений обжатой и необжатой зон, от степени обжатия и ее изменения по сечению детали. При рациональном выборе этих параметров можно значительно (вплоть до полного устранения) уменьшить конечные напряжения.

Примеры объемного упрочнения показаны на рис. 275 (обжатые зоны зачернены). Балки (рис. 275, а) упрочняют прокатыванием полок,

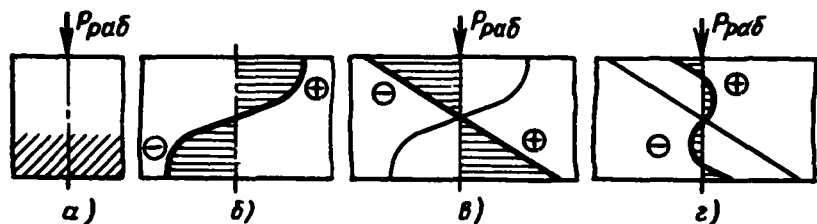


Рис. 274. Упрочнение объемным уплотнением

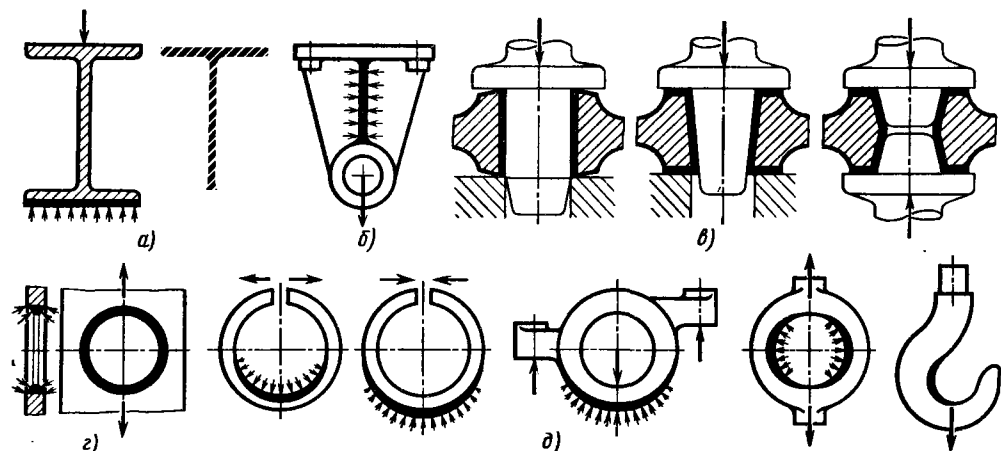


Рис. 275. Упрочнение объемным уплотнением. (Большими стрелками показано направление рабочих усилий)

фасонные детали (рис. 275, б) — обжатием наиболее напряженных на растяжение элементов; отверстия ступиц (рис. 275, в) — прошиванием; плоские детали (рис. 275, з) — опрессовкой с торцов; детали типа колец (рис. 275, д) — эксцентричным раскатыванием и накатыванием.

Термопластичное упрочнение. Термопластичное упрочнение основано на том, что при неравномерном нагреве в горячих участках детали возникают напряжения сжатия, а в холодных — напряжения растяжения. Их значение зависит от температурного перепада, коэффициента линейного расширения и модуля упругости материала. При достаточном больших температурных перепадах появляются местные пластические деформации, которые можно использовать для упрочнения.

Путь брус подвергается изгибу рабочей силой $P_{\text{раб}}$ (рис. 276). При термопластичном упрочнении брус нагревают со стороны действия силы. Нагретые слои удлиняются и сжимаются под действием более холодных смежных слоев, в которых возникают реактивные напряжения растяжения. Напряжения сжатия и растяжения и распределение их по сечению зависят от градиента температуры в сечении. В рассматриваемом случае выгодно равномерно прогреть брус на значительную глубину (рис. 276, а), чтобы вызвать небольшие напряжения сжатия на нагретой стороне и высокие, превосходящие предел текучести напряжения растяжения в тонком холодном слое на противоположной стороне (рис. 276, б).

После охлаждения до исходной температуры напряжения, возникающие в результате разности температур, исчезают. Пластически же растянутые слои сжимаются действием

упругих сил основного материала. В этих слоях возникают напряжения сжатия, а на противоположной стороне — уравнивающие напряжения растяжения (рис. 276, в). Брус становится целесообразно преднапряженным. При действии силы $P_{\text{раб}}$ остаточные напряжения вычитаются из рабочих и результирующие напряжения уменьшаются (рис. 276, г и д).

Если сильно нагреть тонкий верхний слой (е), вызвав в нем остаточные напряжения сжатия (ж), то после охлаждения в нем возникнут напряжения растяжения, а в нижележащих слоях — незначительные уравнивающие напряжения сжатия (з). При действии рабочей силы остаточные напряжения вычитаются из рабочих (и); результирующие напряжения (к) уменьшаются. Однако выигрыш в величине растягивающих напряжений здесь гораздо меньше, чем в предыдущем случае.

Термопластичному упрочнению подвергают преимущественно детали из легких сплавов, обладающих комплексом необходимых в данном случае свойств: высоким коэффициентом линейного расширения, малым пределом текучести и низкой температурой перехода в пластичное состояние. Упрочняют, например, роторы, выполненные из легких сплавов. Задача заключается в том, чтобы уравновесить растягивающие напряжения от центробежных сил, имеющие максимальное значение в ступице ротора. Еще более высокие растягивающие напряжения возникают в ступице, если ротор при работе нагревается с периферии, а также если ступица посажена на вал по посадке с натягом.

При упрочнении диск подвергают нагреву с периферии (рис. 276, л). Температуру нагрева и градиент температуры по радиусу диска вы-

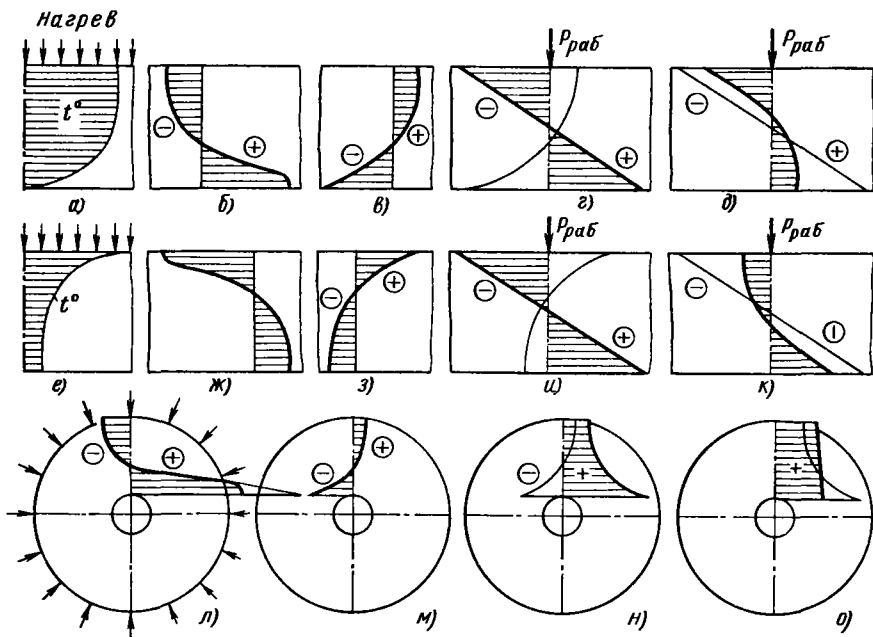


Рис. 276. Термопластичное упрочнение

бирают так, чтобы вызвать во внутренних холодных слоях остаточные деформации растяжения. После охлаждения растянутые слои сжимаются упругим действием наружных слоев; во внутренних слоях возникают преднапряжения сжатия, в наружных – растяжения (рис. 276, м). При действии рабочей нагрузки (рис. 276, н) остаточные и рабочие напряжения алгебраически складываются; результирующие напряжения (рис. 276, о) имеют меньшие значения и распределены более благоприятно, чем в случае диска, не подвергнутого упрочнению.

Технология процесса может быть различной. Для увеличения перепада температуры можно одновременно с нагревом периферии охлаждать ступицу. В некоторых случаях достаточно глубокого охлаждения ступицы (например, в жидком кислороде). Неодинакова и последовательность процессов. Можно равномерно прогреть весь диск, а затем быстро охладить ступицу. Тот же результат получается, если диск охладить до минусовой температуры, а затем его прогреть с периферии.

Режим упрочнения должен быть согласован со значением и знаком рабочих напряжений. Если сердцевина детали при работе подвергается сжимающим напряжениям, то целью упрочнения становится получение преднапряжений растяжения во внутренних слоях предварительным созданием в них остаточных деформаций сжатия. Процесс упрочнения

в данном случае должен быть обратным вышеописанному: следует нагревать деталь в центре и охлаждать с периферии.

Общее правило таково: для получения преднапряжений сжатия данный участок детали следует охлаждать, для получения преднапряжений растяжения – нагревать.

Недостатком метода термопластичного упрочнения является многообразие факторов, определяющих величину, знак и распределение преднапряжений, а также затруднительность строгого соблюдения тепловых режимов обработки, от которых зависит устойчивость и воспроизводимость результатов. Температура нагрева при упрочнении должна быть ниже температур фазовых превращений и предшествующей термообработки.

При нагреве детали до температуры, близких к температурам термоупрочнения, особенно при наличии в детали высоких напряжений, упрочняющий эффект теряется.

Упрочнение ферменных систем. Аналогичными приемами можно упрочнять ферменные, рамные системы и близкие к ним конструкции. В ферменном кронштейне, нагруженном растягивающей силой P (рис. 277, а), средний стержень нагружен значительно больше боковых. Упругая деформация среднего стержня под нагрузкой (а следовательно, по закону Гука и напряжения растяжения в нем) больше деформации боковых стержней в отношении

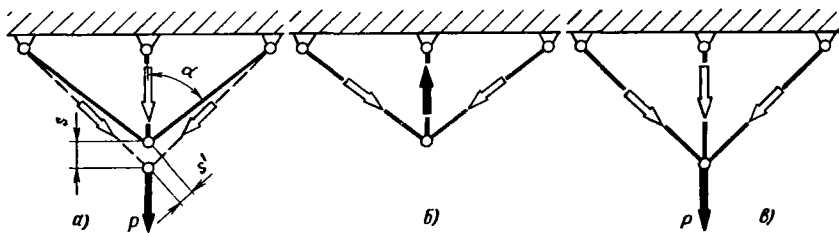


Рис. 277. Упрочнение ферменной системы

$s/s' \approx 1/\cos \alpha$ (при $\alpha = 60 \div 70^\circ$ в 2–3 раза).

Систему можно упрочнить перегрузкой, вызвав в среднем стержне пластические деформации растяжения. После снятия упрочняющей нагрузки средний стержень оказывается сжатым силами упругости боковых стержней (рис. 277, б), а в боковых стержнях возникают напряжения растяжения (светлые стрелки). С приложением рабочей силы нагрузка на стержни выравнивается (рис. 277, в); нагрузочная способность системы увеличивается.

При термопластичном упрочнении боковые стержни нагревают до появления остаточных деформаций растяжения в среднем стержне. После остывания в среднем стержне возникают напряжения сжатия: система оказывается целесообразно преднапряженной. При упругом упрочнении натягивают боковые стержни или увеличивают длину среднего стержня против номинальной с таким расчетом, чтобы при сборке в нем возникли напряжения сжатия.

В литой конструкции можно достичь преднапряжения, обеспечив более раннюю кристаллизацию материала среднего стержня и более быстрое его охлаждение по сравнению с боковыми стержнями (например, установкой холодильников в форме).

Скрепление станин. В прессе обычной конструкции (рис. 278, а) рабочая сила $P_{раб}$, действующая на ригель 1, воспринимается ко-

лоннами 2, работающими на растяжение. Скрепленная станина (рис. 278, б) состоит из ригелей 3 и стоек 4, стянутых уложенной в несколько слоев высокопрочной холоднокатаной лентой 5. Натяжение ленты создают клинья 6, устанавливаемые в зазор между стойками и ригелем. Лента подвергается растяжению, стойки и ригель — сжатию.

Для предотвращения раскрытия стыка и потери устойчивости системы натяжение ленты выбирают таким, чтобы после приложения силы $P_{раб}$ на стыках оставался натяг $P_{сж}$:

$$P_{сж} = vP_{раб}. \quad (122)$$

где v — коэффициент затяжки (обычно $v = 0,6 \div 1,5$).

Лента растягивается силой

$$P_{раст} = P_{раб} + P_{сж} = P_{раб}(1 + v), \quad (123)$$

т. е. несет нагрузку в $1 + v$ раз (в среднем в 2 раза) большую, чем колонны обычного прессы, нагруженные только силой $P_{раб}$. Таким образом, для восприятия рабочей нагрузки используется примерно половина прочности ленты; другая половина затрачивается, по существу, бесполезно на сжатие стоек.

Необходимая сила затяжки ленты определяется по формуле

$$P_{зат} = P_{раб} \left(v + \frac{1}{1 + \lambda_1/\lambda_2} \right), \quad (124)$$

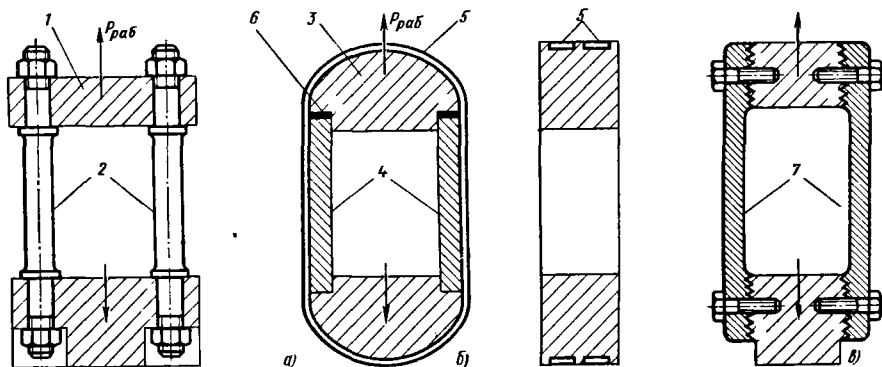


Рис. 278. Схемы станин

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты жесткости ленты и стоек, равные соответственно: $\lambda_1 = E_1 F_1$; $\lambda_2 = E_2 F_2$, где F_1 и F_2 — сечения ленты и стоек; E_1 и E_2 — модули нормальной упругости материалов соответственно ленты и стоек (при стальных стойках $E_1 = E_2$).

Несущая способность скрепленной станины согласно формуле (123)

$$P_{\text{раб}} = \frac{P_{\text{раст}}}{1 + \nu} = \frac{[\sigma] F_1}{1 + \nu},$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение растяжения в ленте. Несущая способность колонного пресса $P'_{\text{раб}} = [\sigma'] F'_1$, где $[\sigma']$ — допускаемое напряжение растяжения в колоннах площадью F'_1 .

Отношение

$$\frac{P_{\text{раб}}}{P'_{\text{раб}}} = \frac{[\sigma] F_1}{[\sigma'] F'_1 (1 + \nu)}. \quad (125)$$

При равенстве запасов прочности отношение $[\sigma]/[\sigma']$ можно заменить отношением пределов текучести материалов ленты и колонн $\sigma_{0,2}/\sigma'_{0,2}$. Для холоднокатаной ленты $\sigma_{0,2} = 1800$ МПа, для колонн, изготовленных из углеродистых сталей, $\sigma'_{0,2} = 450$ МПа. Подставляя эти значения в формулу (125) и принимая $\nu = 1$, получаем

$$P_{\text{раб}}/P'_{\text{раб}} = \frac{1800}{450 \cdot 2} \frac{F_1}{F'_1} = 2 \frac{F_1}{F'_1}.$$

При колоннах, изготовленных из легированной стали с $\sigma'_{0,2} = 800$ МПа,

$$P_{\text{раб}}/P'_{\text{раб}} = \frac{1800}{800 \cdot 2} \frac{F_1}{F'_1} = 1,1 \frac{F_1}{F'_1}.$$

Таким образом, при $F_1 = F'_1$ несущая способность скрепленной станины превышает несущую способность обычной станины с колоннами из углеродистой стали примерно в 2 раза. При колоннах же из легированной стали разницы в несущей способности практически нет.

Максимальное напряжение сжатия в стойках скрепленного пресса согласно формуле (124)

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{заг}}}{F_2} = \frac{P_{\text{раб}} \left(\nu + \frac{1}{1 + \lambda_1/\lambda_2} \right)}{F_2}.$$

При средних значениях $\nu = 1$ и $\lambda_1/\lambda_2 = 0,15$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{1,87 P_{\text{раб}}}{F_2},$$

т. е. стойки подвергаются напряжениям сжатия, примерно в 2 раза превышающим напряжения растяжения в колоннах пресса обычной конструкции. Так как прочность на сжатие сталей значительно выше, чем на растяжение, то эти напряжения не являются опасными. Одна-

ко введение лишних напряженных деталей неэкономично.

Повышенные напряжения растяжения в ленте снижают жесткость станины в направлении рабочих нагрузок. Деформация скрепленной станины под рабочей нагрузкой при одинаковом запасе прочности превышает деформации колонной станины в $\sigma_{0,2}/\sigma'_{0,2} = \frac{1800}{450} = 4$ раза.

Пусть напряжение растяжения в колоннах $\sigma' = 100$ МПа. При длине колонны 1500 мм удлинение колонн под действием рабочей нагрузки

$$\Delta l' = l \frac{\sigma'}{E} = 1500 \frac{100}{20 \cdot 10^4} = 0,75 \text{ мм.}$$

При той же длине несущей части ленты удлинение скрепленной станины $\Delta l = 4 \cdot 0,75 = 3$ мм, т. е. существенно больше.

Жесткость скрепленных станин можно сколько угодно повысить снижением напряжений в ленте путем увеличения числа слоев ленты, но в таком случае применение высокопрочного материала теряет смысл.

Из-за повышенной податливости скрепленные станины неприменимы в случаях, когда изделями необходимо придать точные размеры (прокатные станы). Целесообразная область применения скрепленных станин — машины, подвергающиеся динамическим нагрузкам, где повышенная упругость станины способствует амортизации ударов.

По технологическим причинам скрепленные станины можно использовать для машин относительно небольших размеров (с увеличением габаритов машин усложняется и без того трудоемкая операция намотки лент).

Общий вывод состоит в том, что скрепленные станины не имеют существенных преимуществ перед обычными конструкциями, а по некоторым показателям (повышенная податливость, нетехнологичность) уступают им.

Для высоконагруженных станин наиболее целесообразна модифицированная рамная схема (рис. 278, в), в которой колонны заменены жесткими плитами 7, связанными с ригелем и основанием станины зубчато-пазовым соединением (или электрошлаковой сваркой). Увеличенное сечение несущих элементов позволяет создать прочные конструкции при умеренных поперечных габаритах.

Повышения прочности следует добиваться увеличением сечения плит, снижая напряжения с целью повышения продольной жесткости станины. Таким образом, в этой схеме не только допустимо, но и целесообразно изготовлять несущие элементы из дешевых углеродистых сталей.

9. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Качество поверхностного слоя определяется совокупностью характеристик: физико-механическим состоянием, микроструктурой металла поверхностного слоя, шероховатостью поверхности. Состояние поверхностного слоя влияет на эксплуатационные свойства деталей машин: износостойкость, виброустойчивость, контактную жесткость, прочность соединений, прочность конструкций при циклических нагрузках и т. д.

Параметры и характеристики шероховатости поверхности установлены ГОСТ 2789–73, требования к другим характеристикам поверхностного слоя назначают по руководящим материалам предприятия.

Для оценки шероховатости поверхности ГОСТ 2789–73 предусматривает шесть параметров:

высотные: Ra – среднее арифметическое отклонение профиля; Rz – высота неровностей профиля по десяти точкам; R_{max} – наибольшая высота профиля;

шаговые: S – средний шаг неровностей профиля по вершинам; S_m – средний шаг неровностей профиля по средней линии;

высотно-шаговой t_p – относительная опорная длина профиля.

Базой для отсчета высот выступов и впадин неровностей, свойства которых нормируются, служит средняя линия профиля (рис. 279) – ба-

зовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально.

Через высшую и низшую точки профиля в пределах базовой длины l проводят линии выступов и впадин профиля, эквидистантно средней линии. Расстояние между этими линиями определяет наибольшую высоту неровностей профиля R_{max} .

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra определяется как среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

или приближенно:

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|.$$

Высота неровностей профиля по десяти точкам Rz равна средней арифметической суммы абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов $H_{i \min}$ и пяти наибольших максимумов $H_{i \max}$ профиля в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i \max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i \min}| \right).$$

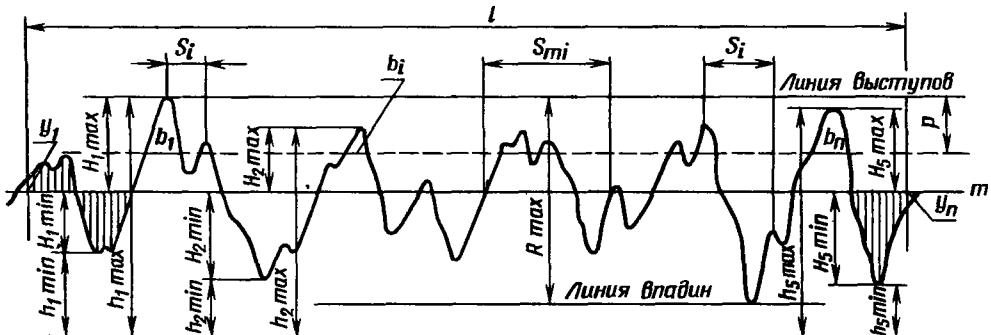


Рис. 279. К определению параметров шероховатости поверхности

Вместо средней линии, имеющей форму отрезка прямой, определяют расстояние от высших точек пяти наибольших максимумов $h_{i \max}$ и низших точек пяти наибольших минимумов $h_{i \min}$ до линии, параллельной средней и не пересекающей профиль.

Тогда

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{i \max} - \sum_{i=1}^5 h_{i \min} \right).$$

Средний шаг неровностей S вычисляют как среднее арифметическое значение шага неровностей S_{mi} в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}.$$

Средний шаг неровностей профиля по вершинам S — среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам S_i в пределах базовой длины

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i.$$

Под опорной длиной профиля η_p понимают сумму длин отрезков в пределах базовой длины, отсекаемых на заданном уровне в материале выступов профиля линией, эквидистантной средней линии.

Относительная опорная длина профиля t_p определяется как отношение опорной длины

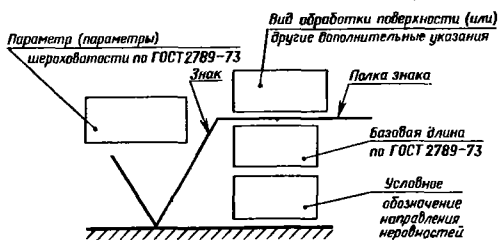


Рис. 281. Структура обозначения шероховатости

профиля η_p к базовой длине:

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_{pi}.$$

Требования к шероховатости поверхности по ГОСТ 2789-73 устанавливают указанием числовых значений параметров. В дополнение к количественным параметрам для более полной характеристики шероховатости указывают направление неровностей (условное обозначение — см. рис. 280), вид обработки поверхности или последовательность видов обработки (рис. 281-283).

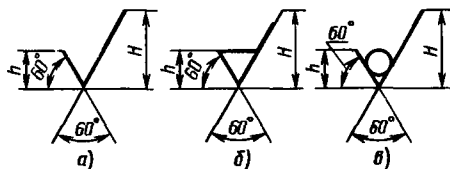


Рис. 282. Знаки обозначения шероховатости

В обозначении шероховатости поверхности, вид обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак, приведенный на рис. 282, а; если поверхность образована с удалением слоя материала — знак, приведенный на рис. 282, б; и для поверхности, образованной без удаления слоя материала, — знак, приведенный на рис. 282, в.

Значение параметра Ra указывают без символа, например 0,5. Для остальных указывают символы, например R_{\max} 6,3. В случае необходимости можно давать пределы значений

Рис. 280. Условные обозначения направления неровностей

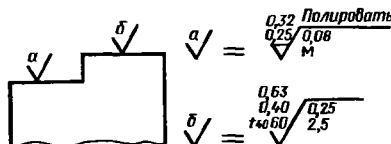


Рис. 283. Упрощенное обозначение шероховатости на чертежах

29. Параметры шероховатости, мкм

Класс шероховатости ¹	<i>Ra</i>		<i>Rz</i>
1	50	80; 63; 40	320; 250; 200; 160
2	25	40; 32; 20	160; 125; 100; 80
3	12,5	20; 16; 10	80; 63; 50; 40
4	6,3	10; 8; 5	40; 32; 25; 20
5	3,2	5; 4; 2,5	20; 16; 12,5; 10
6	1,6	2,5; 2,0; 1,25	10,0; 8,0; 6,3
7	0,80	1,25; 1,00; 0,63	6,3; 5,0; 4,0; 3,2
8	0,40	0,63; 0,50; 0,32	3,2; 2,5; 2,0; 1,60
9	0,20	0,32; 0,25; 0,16	1,60; 1,25; 1,00; 0,80
10	0,10	0,160; 0,125; 0,080	0,80; 0,63; 0,50; 0,40
11	0,050	0,080; 0,063; 0,040	0,40; 0,32; 0,25; 0,20
12	0,025	0,040; 0,032; 0,020	0,20; 0,16; 0,125; 0,100
13	0,012	0,020; 0,016; 0,010	0,100; 0,080; 0,063; 0,050
14		0,010; 0,008	0,050; 0,040; 0,032

¹ Классы шероховатости поверхности используются в технической документации, разработанной до 1975 г., параметры шероховатости по ГОСТ 2784—73.

параметра (их размещают в две строки, например $\frac{1,00}{0,63}$); номинальное значение параметра и предельные отклонения (например, $1 \pm 20\%$).

ГОСТ 2789—73 установлено 14 классов шероховатости поверхности. Причем классы 1—5, 13 и 14 определены через параметр *Rz*, классы 6—12 через параметр *Ra*. Каждый класс определен только по одному параметру и базовой длине. Числовые значения параметров заданы в виде диапазонов, верхние пределы которых полностью соответствуют ранее действовавшим.

Требования к шероховатости поверхности устанавливают путем задания значения параметра (параметров) и базовой длины. Причем целесообразно пользоваться предпочтительными значениями параметра *Ra* (графа 2, табл. 29). Эти значения находятся вблизи середины диапазона, определяющего данный класс шероховатости. В других случаях могут назначать величины параметров по графам 3 или 4.

Требования к шероховатости поверхности определяются условиями работы поверхности в машине. В общем случае, чем выше требования по точности, тем выше требования и по шероховатости поверхности.

Для грубых квалитетов с расширенным полем допусков класс шероховатости можно снижать, что уменьшает стоимость изготовления.

Минимальный класс шероховатости поверхности обработки, необходимый для получения различных квалитетов, можно выбрать по табл. 30.

Классы шероховатости поверхностей, соответствующие различным видам обработки, приведены в табл. 31.

При выборе класса шероховатости должны быть учтены свойства материала и твердость поверхности детали. Высокие показатели для сталей можно получить при твердости не ниже HRC 30—35. Стальные изделия, подлежащие чистой обработке, должны быть по меньшей мере подвергнуты улучшению или нормализации. Термически необработанные низкоуглеродистые стали тонкой обработке поддаются плохо.

По условиям обработки получить чистую отделку и точные размеры в отверстиях труднее, чем на валах. Поэтому, как правило, требование к шероховатости поверхности в отверстиях назначают на 1—2 класса ниже, чем на валах.

В интересах уменьшения стоимости изготовления рекомендуется применять менее высокие требования к шероховатости, совместимые с условием надежной работы деталей.

В некоторых случаях (соединения с натягом, подшипники скольжения) существуют оптимальные параметры поверхности, отклонения от которых в ту или другую сторону снижают работоспособность соединений.

Свободные поверхности (не входящие в соединения или расположенные с зазором по отношению к ближайшим поверхностям) следует в интересах экономичности обрабатывать по низким классам шероховатости. Исключение составляют напряженные циклически нагруженные детали. Для повышения сопротивления усталости такие детали обрабатывают

30. Минимальные требования к шероховатости поверхности в зависимости от допусков размера и формы

Допуск размера по квалитетам	Допуск формы, % от допуска размера	Номинальные размеры, мм			
		До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 и 120	Св. 120 до 500
		Значения R_a , мкм, не более			
IT3	100	0,2	0,4	0,4	0,8
	60	0,1	0,2	0,2	0,4
	40	0,05	0,1	0,1	0,2
IT4	100	0,4	0,8	0,8	1,6
	60	0,2	0,4	0,4	0,8
	40	0,1	0,2	0,2	0,4
IT5	100	0,4	0,8	1,6	1,6
	60	0,2	0,4	0,8	0,8
	40	0,1	0,2	0,4	0,4
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	100 и 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	100 и 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT11	100 и 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	3,2	3,2	6,3	6,3
	25	1,6	1,6	3,2	3,2
IT12 и IT13	100 и 60	12,5	12,5	25	25
	40	6,3	6,3	12,5	12,5
IT14 и IT15	100 и 60	12,5	25	50	50
	40	12,5	12,5	25	25
IT16 и IT17	100 и 60	25	50	100	100
	40	25	25	50	50

Примечания: 1. Если относительный допуск формы меньше значений, указанных в таблице, то значения R_a следует назначать не более $0,15 T_f$ (T_f — допуск формы).

2. В случаях, когда это необходимо по функциональным требованиям, допускается устанавливать значения R_a менее указанных в таблице.

Вид обработки		Класс шероховатости													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Электрохимическая размерная обработка	рядовая тонкая														
Электроискровая обработка	чистовая тонкая														
Ультразвуковая обработка (отверстия, углубления)															
Шабрение	чистовое тонкое														
Развертывание	чистовое тонкое														
Протягивание	чистовое отделочное														
Шлифование плоское	чистовое тонкое														
Шлифование цилиндрическое	<i>наружное</i> : чистовое														
	тонкое														
	<i>внутреннее</i> : чистовое														
	тонкое														
Притирка	чистовая тонкая														
Полирование	чистовое														
	тонкое														
Хонингование	чистовое														
	тонкое														
Суперфиниширование	тонкое														
	двукратное														
Дробеструйная обработка	На 1–2 класса ниже исходного класса														
Дорирование. Калибрование шариком (отверстия)	На 1–2 класса выше исходного (до класса 10)														
Накатывание роликом	На 1–2 класса выше исходного (до класса 11)														
Алмазное выглаживание	На 2–3 класса выше исходного (до класса 12)														
Жидкостное полирование (гидрохонингование)	На 2–3 класса выше исходного (до класса 12)														
Электрополирование	На 2–3 класса выше исходного (до класса 14)														

так, чтобы обеспечить высокий класс шероховатости поверхности, полируют и дополнительно упрочняют поверхностным пластическим деформированием.

Ниже приведены ориентировочные значения классов шероховатости поверхностей для типовых машиностроительных деталей, основанные на опыте общего машиностроения.

Шероховатость поверхностей типовых машиностроительных деталей

	Классы шероховатости поверхности
Подшипники скольжения:	
малонагруженные, работающие при умеренных окружных скоростях:	
отверстие	7—9
вал	8—10
высоконагруженные, работающие при больших окружных скоростях:	
отверстие	8—9
вал	9—10
Упорные подшипники скольжения (рабочие поверхности):	
малонагруженные	7—8
высоконагруженные, работающие при больших окружных скоростях	8—10
Сферические поверхности самоустанавливающихся подшипников и т. п.	9—12
Неподвижные соединения с посадкой скольжения [H(h)]:	
отверстие	8—9
вал	9—11
Соединения с переходными посадками:	
отверстие	7—9
вал	8—10
Прессовые и конусные соединения:	
отверстие	7—10
вал	8—11
Упорные буртики неподвижных цилиндрических соединений (рабочие поверхности)	6—8
Посадки подшипников качения:	
отверстие в корпусе при классе точности подшипника:	
нормальном 0	8—9
повышенном 6	9—10
высоком 5	10—11
прецизионном 4	11—12
вал при классе точности подшипника:	

нормальном 0	8—10
повышенном 6	10—11
высоком 5	11—12
прецизионном 4	12—13
Тела качения в контактно-нагруженных сочленениях	10—12
Цилиндры под поршни:	
с мягкими уплотнениями (манжеты)	7—10
с металлическими кольцами	9—12
	(с притиркой)
Поршни (рабочая поверхность):	
чугунные и стальные	9—10
из легких сплавов	10—12
Поршневые пальцы:	
отверстие	8—11
палец	9—12
Скальчатые насосы высокого давления:	
цилиндры	10—12
	(с притиркой)
плунжеры	12—14
	(с притиркой)
Золотники цилиндрические:	
маслораспределительные:	
отверстие	8—10
	(с притиркой)
золотник	9—11
	(с притиркой)
газораспределительные:	
отверстие	9—11
	(с притиркой)
золотник	10—12
	(с притиркой)
Золотники плоские:	
корпус	9—10
	(с притиркой)
золотник	11—12
	(с притиркой)
Конические пробковые краны (рабочие поверхности):	
отверстие	9—10
	(с притиркой)
пробка	10—12
	(с притиркой)
Клапаны с коническими поверхностями:	
направляющими:	

втулка штока	9—10	работающие со средними на-	
шток	10—11	грузками и окружающими ско-	
уплотняющими:		ростями	9—10
рабочая поверхность седла	9—11	тяжелонагруженные, подвер-	
	(с притир-	женные ударной нагрузке и	
	кой)	работающие при высоких	
рабочая фаска клапана . .	10—12	скоростях	10—12
	(с притир-		(с притиркой
	кой)		или обкаты-
			ванием)
Кулачковые механизмы (рабочие поверхности):		Косозубые и шевронные колеса (рабочие поверхности зубьев):	
кулачок	9—11	работающие при умеренных	
приводной ролик	9—12	нагрузках и окружающих ско-	
плоский толкатель	8—11	ростях	6—8
Копиры (рабочие поверхности):		тяжелонагруженные и рабо-	
копир	8—10	тающие при высоких окруж-	
ролик	9—11	ных скоростях	8—10
Шлицевые соединения, центрирование:		Конические зубчатые колеса (рабочие поверхности зубьев):	
по наружному диаметру:		работающие при умеренных	
отверстие	7—10	нагрузках и окружающих ско-	
вал	8—10	ростях	6—8
по внутреннему диаметру:		тяжелонагруженные и рабо-	
отверстие	9—12	тающие при высоких окруж-	
вал	7—9	ных скоростях	8—10
по гребням шлицев:		Червячные колеса (рабочие поверхности зубьев):	
охватывающие поверхности	7—10	работающие при умеренных	
охватываемые поверхности	8—11	нагрузках	7—8
Шлицевые соединения с зазором:		тяжелонагруженные	8—10
рабочие грани	7—10	Червяки (рабочие поверхности витков):	
отверстие	8—11	работающие при умеренных	
вал	7—8	нагрузках	8—9
Шпоночно-пазовые соединения (рабочие грани):		тяжелонагруженные	10—11
пазы	5—7	Храповые колеса (рабочие поверхности зубьев)	8—9
шпонка	6—8	Колеса свободного хода роликовые (рабочие поверхности):	
Направляющие призматические поверхности:		охватывающая обойма	8—10
охватывающие	8—10	охватываемая обойма	10—12
охватываемые	9—12	ролики	12—13
Резьбы наружные:		Фрикционны, тормоза (рабочие поверхности):	
рядовые	5—6	цилиндрические	9—12
повышенной точности	6—7	плоские	8—10
точные	8—9	Уплотнения цилиндрические контактные (рабочие поверхности валов):	
Резьбы внутренние:		с мягкими элементами (ман-	
рядовые	4—5	жеты)	10—11
повышенной точности	5—6	с металлическими элементами	11—12
точные	7—8	Уплотнения торцовые (рабочие поверхности дисков):	
Винты ходовые (рабочие поверхности):		с мягкими элементами	9—10
гайка	8—10	с металлическими элементами	10—12
винт	10—12	(с притиркой)	
Прямозубые колеса (рабочие поверхности зубьев):			
неответственного назначения	6—7		
работающие с умеренными			
нагрузками и окружающими			
скоростями	7—8		

Уплотняющие поверхности ниппелей, штуцеров и т. п.	7—9	Галтели:	
Шкивы (рабочие поверхности):		неответственного назначения	5—6
под плоские ремни	9—12	деталей, нагруженных высокими циклическими нагрузками	8—10
	(с полированием)		(и выше, вплоть до полирования)
клиноременных передач	8—10		
Стыки герметичные, собираемые на прокладках:		Шестигранники, четырехгранники, лыски, пазы под ключ и т. п.	4—5
мягких	6—8	Отверстия под крепежные детали, устанавливаемые с зазором . . .	4—5
твердых	8—9	Опорные поверхности под гайки и головки болтов:	
из мягких металлов	9—10	рядовые соединения	5—6
Стыки герметичные (металл по металлу)	10—12	ответственные, циклически нагруженные соединения	7—8
	(с притиркой)	Центрирующие буртики (фланцев, крышек, корпусных деталей и т. д.):	
Привалочные плоскости (без прокладок):		отверстие	5—6
рядовые	5—7	буртик	6—7
точные	8—10	Детали управления, рукоятки, ручки, маховички и т. п.	8—10
Свободные поверхности деталей (торцы и несущие цилиндрические поверхности валов, фаски, нерабочие поверхности зубчатых колес, шкивов, маховиков, рычагов и т. п.):			(с полированием)
малонагруженных,	4—6	Пружины сжатия (заправка торцов)	4—5
нагруженных высокими циклическими нагрузками	6—9	Мерительный инструмент (рабочие поверхности),	12—14
	(и выше, вплоть до полирования)		(с доводкой)

10. КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ¹ И ДЕТАЛЕЙ

УНИФИКАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Элементы, выявляющиеся в процессе компонования, следует многократно использовать для всей конструкции, средняя расчетные параметры и добиваясь максимального сокращения их номенклатуры.

Унификации в первую очередь подлежат посадочные соединения (по номи-

нальным размерам, типу посадок и качеству), резьбы (по диаметру, шагу и качеству), шлицевые и шпоночные соединения, крепежные детали и т. д. Целесообразно сокращать номенклатуру материалов, виды отделочных операций, гальванических покрытий, типы сварки, форму сварных швов и др.

На рис. 284, *a* – *в* приведен пример компонования вала с насадной деталью, опорой в бронзовой втулке. В конструкции *a* выбор

¹ По ГОСТ 2.101–68 сборочных единиц.

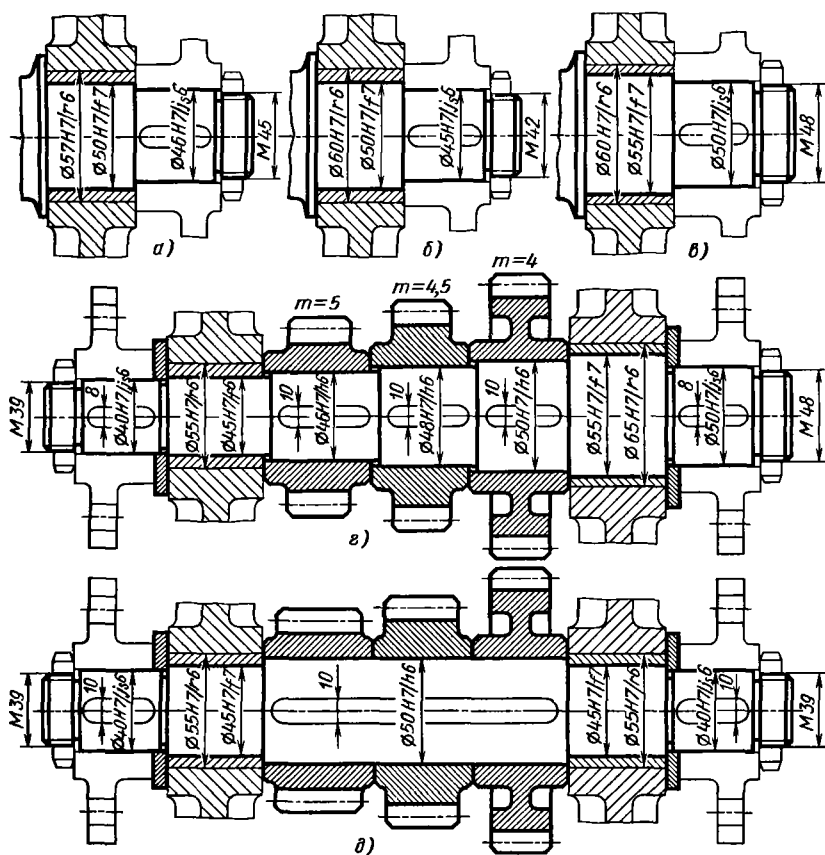


Рис. 284. Унификация элементов конструкции

32. Унификация элементов зубчатого перебора

Элементы	Исходная конструкция	Число	Унифицированная конструкция	Число	Элементы	Исходная конструкция	Число	Унифицированная конструкция	Число				
Диаметры и посадки	40 H7/j ₆	1	40 H7/j ₆ 45 H7/f7	2	Резьбы	M39 M48	1	M39	2				
	45 H7/f7	1					2			Шпонки (b мм)	8	10	3
	46 H7/h6	1									10		
	48 H7/h6	1		1	Модули зубьев	4	4,5 5	1	4	3			
	50 H7/h6	1				4					1		
	50 H7/j ₆	1				1					Всего однотипных элементов	16	—
	55 H7/f7	1		2	50 H7/h6 55 H7/r6		1	4	3				
	55 H7/r6	1					4			3			
	65 H7/r6	1											

посадочных диаметров не продуман. Правильно назначен основной посадочный размер (диаметр опорной шейки) из числа нормальных ($\varnothing 50$). Далее допущены ошибки. С целью уменьшения расхода бронзы конструктор принимает толщину стенок втулки равной 3,5 мм, вследствие чего получается нестандартный размер наружного диаметра втулки ($\varnothing 57$). Стремясь увеличить прочность вала в насадном соединении, конструктор уменьшает диаметр вала по отношению к диаметру шейки на 2 мм на сторону, в результате чего получается нестандартный диаметр $\varnothing 46$, который приводит к размеру резьбы M45 под затяжную гайку.

В компоновке на основе нормальных размеров (конструкция б) наружный диаметр втулки 60 мм, диаметр насадного соединения 45 мм.

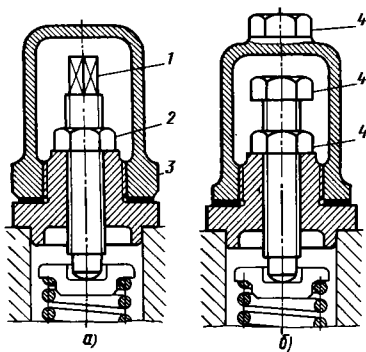


Рис. 285. Унификация размеров под ключ

Отсюда следует размер резьбы M42. Однако стандартизация размеров в данном случае приводит к некоторому снижению прочности вала и увеличению массы бронзовой втулки. В более рациональной конструкции в диаметр шейки 55 мм, наружный диаметр втулки 60 мм, диаметр насадного соединения 50 мм.

В конструкции г допущен значительный разбой в размерах посадочных диаметров, резьб, шпонок и модулей зуба. В рациональной конструкции d сокращено число посадочных размеров, унифицированы шпонки и модули зубьев ($m=4$). Необходимая прочность зуба малых зубчатых колес достигнута увеличением их длины. Итоги унификации представлены в табл. 32. В общей сложности номенклатура элементов сокращена с 16 до 7 наименований.

В качестве примера унификации размеров под ключ приведем узел регулирования редукционного клапана (рис. 285). В конструкции а применены три размера (1—3), в унифицированной конструкции б — один размер (4).

УНИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ

Следует добиваться максимальной унификации оригинальных деталей. Особенно это важно для трудоемких и многократно повторяющихся деталей.

Конвейерная цепь (рис. 286, а) составлена из звеньев двух типов. В рациональной конструкции б звенья унифицированы. Стяжной хомут (в) состоит из двух трудоемких деталей. Со-

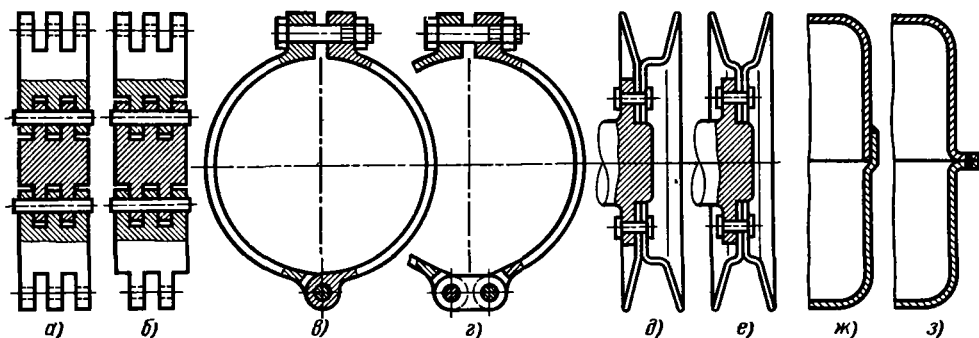


Рис. 286. Унификация деталей

единение промежуточной серьгой (з) позволяет сделать половины хомута одинаковыми.

На рис. 286, д и е приведен пример унификации штамповок в узле составного шкива, на рис. 286, ж и з — в конструкции цилиндрического штампованного резервуара.

Передке унификация достигается лишь в результате целенаправленной проработки, требующей оригинальных решений. В редукторе с двумя concentрическими валами, вращающимися с одинаковой частотой, но в противоположные стороны (рис. 287), на приводном валу посажены два зубчатых колеса, одно из которых 1 сцепляется с колесом 2 редуктора, второе 3 — через промежуточное колесо 4 с колесом 5. Узел имеет колеса четырех наименований (1—4; 2, 3, 5). Многодетальность и сложность конструкции вызваны необходимостью предупредить заедание зубьев колес 3 за зубья колеса 5. Для этого потребовалось уменьшить диаметр колеса 3 и соответственно (для сохранения передаточного числа) уменьшить диаметр колеса 5.

В оригинальном решении (рис. 288), существенно упрощающем конструкцию, шестерня 1 приводного вала зацепляется с одной стороны

с правым колесом редуктора, а с другой стороны — с шестерней 2 привода. Число наименований колес сокращено до двух; малые и большие колеса редуктора попарно одинаковы. Для этого понадобилось только расставить большие колеса редуктора на расстояние s , достаточное для сцепления малых колес.

ПРИНЦИП АГРЕГАТНОСТИ

Целесообразно конструировать узлы в виде независимых агрегатов, отдельно собираемых, регулируемых, подвергаемых обкатке, контрольным испытаниям и устанавливаемых в отработанном виде на машину. Последовательно проведенное агрегатирование позволяет осуществить параллельную и независимую сборку узлов машины, упрощает монтаж, ускоряет доводку опытных образцов, облегчает использование на новых машинах отработанных и проверенных в эксплуатации конструкций и упрощает ремонт, позволяя комплектно заменить износившиеся узлы новыми. Агрегатирование иногда усложняет конструкцию, но в конечном счете всегда дает большой

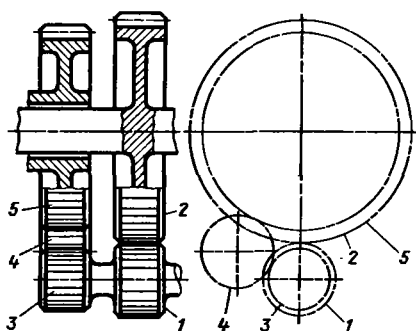


Рис. 287. Узел соосного редуктора

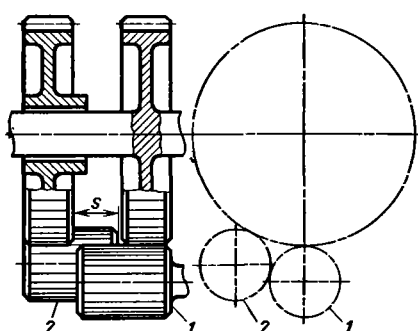


Рис. 288. Унификация деталей, упрощающая конструкцию соосного редуктора

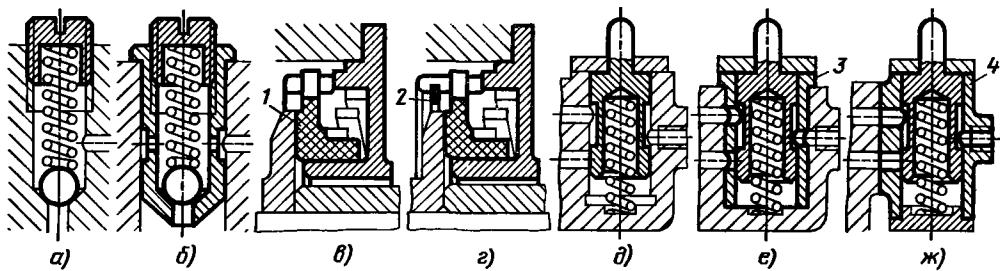


Рис. 289. Агрегатирование

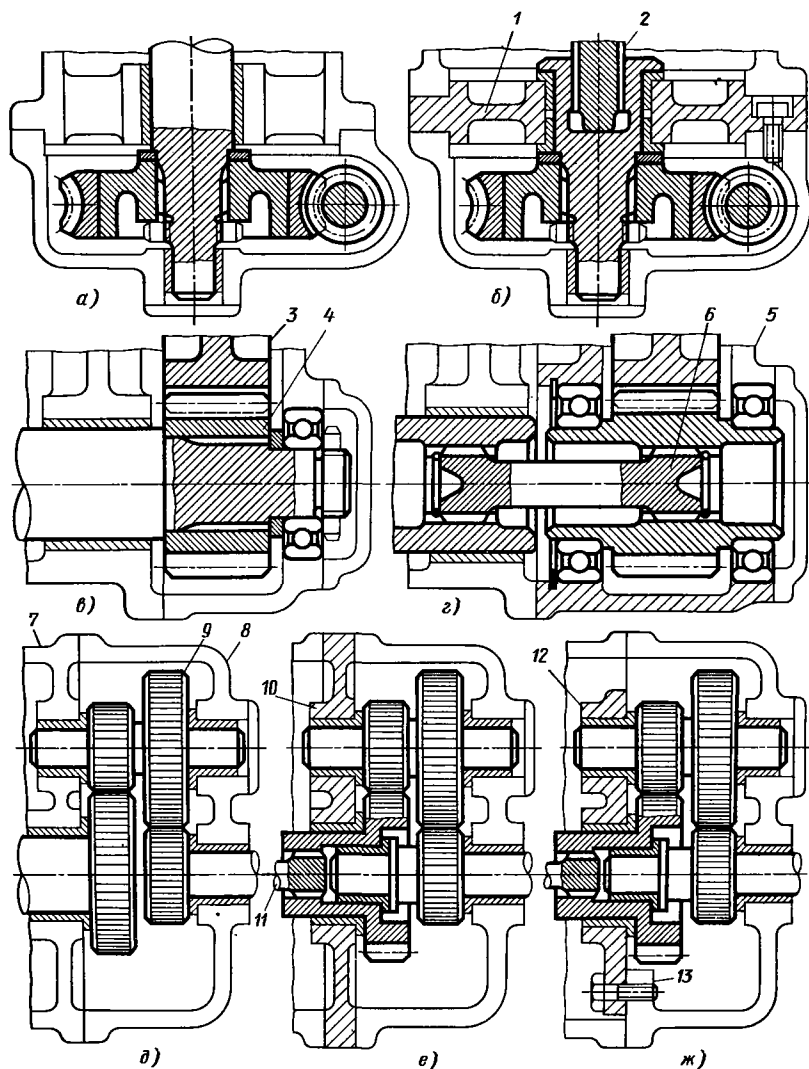


Рис. 290. Агрегатирование зубчатых передач

выигрыш в общей стоимости изготовления машин, надежности и удобстве эксплуатации.

Примеры агрегатирования мелких узлов приведены на рис. 289.

В конструкции *a* редукционный клапан установлен непосредственно в корпусе. Установка клапана в отдельной втулке (конструкция *б*) делает узел агрегатным. Конструкция *в* торцового уплотнения неудовлетворительна. При демонтаже уплотняющий диск *1* под действием пружины сходит с направляющей и пазов, фиксирующих его от вращения, и узел распадается. Неудобен и монтаж уплотнения. Введение кольцевого стопора *2* (конструкция *з*) придает узлу агрегатность.

Конструкция *д* узла установки распределительного золотника в станине ошибочна. Точное отверстие под золотник выполнено непосредственно в отливке станины. На участке расположения золотника, в месте скопления материала могут возникнуть раковины и пористость, делающие уплотнение золотника невозможным. Износ отверстия в эксплуатации можно исправить только установкой ремонтных гильз.

В улучшенной конструкции *е* золотник установлен в промежуточной втулке *3*, выполненной из качественного материала с повышенной износостойкостью. В наиболее правильной конструкции *ж* золотник установлен в отдельном корпусе *4*, соединяемом со станиной по привалочной поверхности.

На рис. 290, *a* приведен червячный редуктор, непосредственно связанный с приводным валом машины. Вал червячного колеса смонтирован в опорах, расположенных в разных корпусах. Выдержажь соосности опор при обработке затруднительно. Сборка крайне неудобна: нужно предварительно надеть червячное колесо на основной вал, установить корпус редуктора, после чего монтировать червяк, ввинчивая его в зубья червячного колеса. Проверить правильность зацепления и отрегулировать осевое положение червячного колеса затруднительно.

В агрегатированной конструкции *б* вал червячного колеса установлен в двух опорах, из которых одна расположена в корпусе, другая — в диафрагме *1*. Обе опоры можно обработать в сборе, получив необходимую соосность. Вал червячного колеса соединен с приводным валом шлицевым переходником *2*. В этом случае монтаж редуктора значительно упрощается.

Конструкция *в* редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами *3* и *4*, имеющими опоры в разных корпусах, нецелесообразна. В агрегатированной конструкции *г* зубчатые колеса установлены в одном корпусе *5*; се-

стерня редуктора соединена с приводным валом посредством торсиона *б*, компенсирующего неточности расположения редуктора относительно вала.

В зубчатой передаче *д*, монтируемой на станине *7* и в крышке *8*, к описанным выше дефектам неагрегатированных конструкций присоединяется затруднительность введения валика промежуточного перебора *9* в опору крышки. При снятии крышки передача распадается. Проверить правильность зацепления зубчатых колес невозможно.

В агрегатированной конструкции *е* опоры зубчатых колес установлены в диафрагме *10*; передача приводится торсионом *11*. Наиболее целесообразна конструкция *ж*, где опоры расположены в кронштейне *12*, привернутом к крышке на лапах *13*, что обеспечивает удобную сборку и обзор механизма.

УСТРАНЕНИЕ ПОДГОНКИ

Необходимо избегать установки и подгонки узлов и деталей по месту. Подгонка, особенно сопровождаемая операциями слесарной или станочной обработки, снижает производительность сборки и лишает конструкцию взаимозаменяемости.

Пример установки по месту приведен на рис. 291, *a* и *б*. Зубчатое колесо устанавливают на валу по сцепляющемуся с ним зубчатому колесу, после чего положение фиксируют врезным винтом (*a*) или штифтом (*б*). При этом требуется обработка по месту дрелями и ручными развертками. Неизбежно попадание стружки в агрегат. После обработки приходится его разбирать, промывать и снова собирать. Разметка при сборке с последующей передачей на станочную обработку еще более усложняет сборку. Более технологична фиксация зубчатого колеса кольцевыми стопорами, устанавливаемыми в заранее проделанные канавки на валу (*в*).

При установке подшипника в корпусе по месту (*г*) однажды найденное правильное положение сбивается при каждой разборке, вследствие чего требуется новая регулировка. Фиксация подшипника контрольными штифтами (*д*) требует механической обработки при сборке. Правильное решение — центрирование подшипника по отверстию в корпусе (*е*), заранее выполненному с точностью, обеспечивающей правильную работу механизма.

В узле установки прямолинейной направляющей в станине (*ж*) необходима выверка направляющей по месту и сверление отверстий под крепежные винты. Направляющая не застрахована от сдвига в пределах зазора

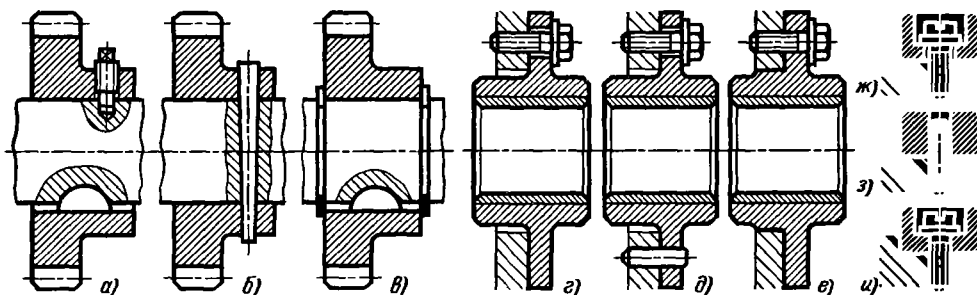


Рис. 291. Устранение подгонки

между крепежными винтами и отверстиями. Фиксация контрольными штифтами (з) требует сверления и развертывания отверстий под контрольные штифты совместно в направляющей и станине. В целесообразной конструкции и направляющая установлена в паз, выполненный в станине.

Конструкция зубчатой передачи (рис. 292, а) неудовлетворительна. Опоры зубчатых колес зафиксированы на корпусе болтами. Сборщик вынужден регулировать положение опор так, чтобы добиться правильного зацепления колес. При разборке регулировка сбивается, и в дальнейшем операцию подгонки приходится проделывать снова. Положение опор можно

зафиксировать контрольными штифтами (б), но это требует дополнительных механических операций при сборке.

В правильной конструкции в опоры центрированы по отверстиям, взаимное расположение которых выдерживается с необходимой точностью при механической обработке корпуса. В наиболее целесообразной конструкции г зубчатые колеса заключены в общий корпус, что обеспечивает полную агрегатность и создает наилучшие условия для работы колес.

На рис. 292, д и е показаны неправильная и правильная конструкции узла установки зубчатого перебора с клиноременным приводом.

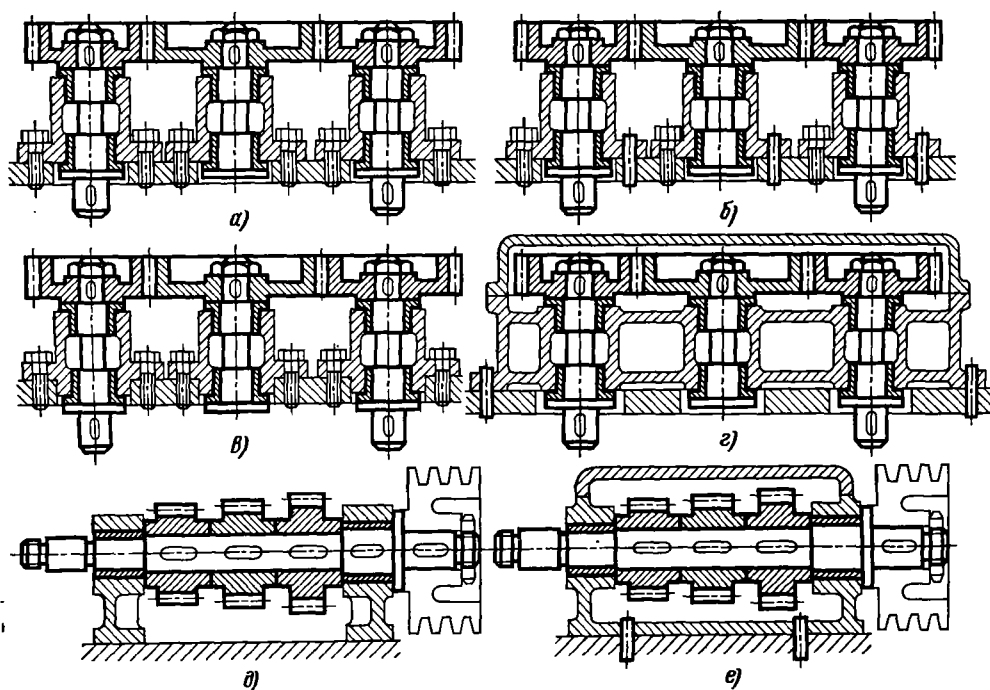


Рис. 292. Устранение подгонки при сборке

РАЦИОНАЛЬНОСТЬ СИЛОВОЙ СХЕМЫ

Совершенство конструкции, ее масса, габариты и в значительной степени работоспособность зависят от рациональности заложенной в ней силовой схемы. Рациональной является схема, в которой действующие силы взаимно уравновешиваются на возможно коротком участке с помощью элементов, работающих преимущественно на растяжение, сжатие или кручение (а не изгиб).

В качестве примера рассмотрим шнековый конвейер (рис. 293, а), приводимый электродвигателем через червячный редуктор 1 и цепную передачу 2. Корпус конвейера, длиной несколько метров, выполнен из листовой стали и установлен на трубчатых ножках. Ошибка заключается в том, что корпус нагружен силой привода P , которая и деформирует нежесткий корпус, установленный на нежестких опорах. Вследствие малых зазоров между витками шнека и стенками корпуса, витки при деформации корпуса цепляют за стенки. Повышенное трение вызывает увеличение приводного крутящего момента, что сопровождается новым возрастанием изгибающей силы и новым увеличением трения. В конце концов, шнек неизбежно заклинивается в корпусе.

Дефект можно отчасти устранить переменной направлением вращения шнека (с соответствующей переменной направлением витков). Тогда ве-

дущей становится нижняя ветвь цепной передачи, и момент, изгибающий корпус, несколько уменьшается. Можно переместить редуктор в плоскость симметрии установки, придать ножкам развал и увеличить жесткость корпуса, установив его на жесткий фундамент. Все эти средства не устраняют принципиального недостатка конструкции — наличия в системе внешних сил.

В наиболее целесообразной конструкции б шнек приводится фланцевым электродвигателем через соосный редуктор 3, установленный на торце корпуса. Крутящий момент привода и реактивный крутящий момент на корпусе взаимно погашаются в узле крепления редуктора. Корпус и опора не подвергаются действию сил привода. Опора нагружена только массой конвейера и должна быть достаточно жесткой, чтобы предупредить прогиб корпуса под действием его собственной массы.

В приводе подвешенного конвейера (рис. 294, а), состоящего из редуктора 1, конической передачи 2 и цилиндрических зубчатых колес 3, передающих вращение приводной звездочке 4 цепной передачи, силовая схема нерациональна. Опорные узлы передачи, крепежные болты и фундаменты нагружены силами привода; значительная часть элементов конструкции работает на изгиб. Узлы привода разобщены, установлены на разных основаниях и не зафиксированы один относительно другого. Для

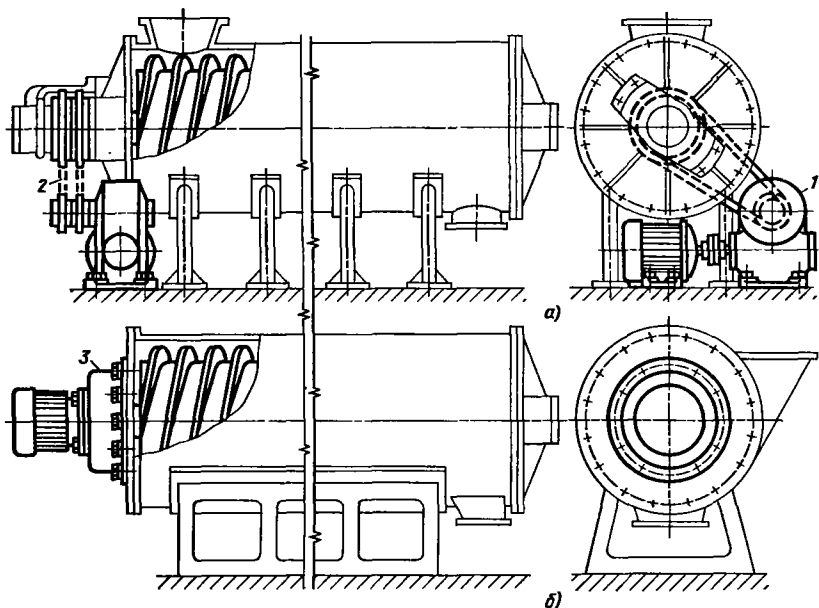


Рис. 293. Улучшение силовой схемы шнекового конвейера

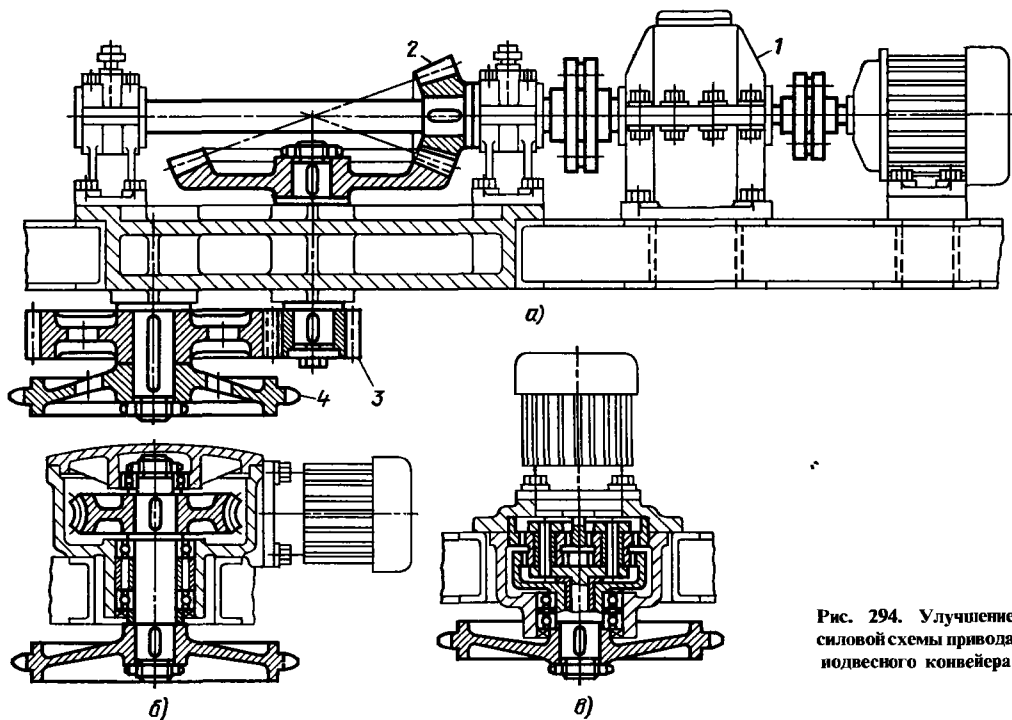


Рис. 294. Улучшение силовой схемы привода подвешенного конвейера

КОМПЕНСАТОРЫ

того чтобы добиться удовлетворительной работы механизмов, нужна кропотливая регулировка взаимного расположения механизмов.

Зубчатые колеса, выполненные из чугунных отливок, не защищены от грязи; их можно смазывать только периодическим нанесением консистентной смазки. Смазка опор горизонтального и вертикального валов также периодическая.

Габариты установки велики, что объясняется разбросанностью узлов, а также применением непрочного материала (чугуна) для изготовления наиболее ответственных деталей (зубчатых колес).

Конструкция характерна для старых приемов конструирования.

В агрегатированных конструкциях мотор-редуктора привод осуществляется от фланцевого электродвигателя через червячный (б) или планетарный (в) редукторы. Угловая передача устранена. Габариты установки резко сокращаются. Силы привода погашаются в корпусе редуктора, который нагружен только окружной силой на приводной звездочке. Введение централизованной жидкой смазки увеличивает долговечность передачи. В целом получается существенный выигрыш в габаритах и массе установки, простоте изготовления, удобстве монтажа и обслуживания, затрате энергии и надежности.

В агрегатированных системах с механическим приводом большое значение имеет конструкция соединений, передающих момент. Соединение должно компенсировать осевое и радиальное смещения, угловые перекосы α соединяемых агрегатов (рис. 295, 1—3).

В качестве компенсаторов чаще всего применяют шлицевые муфты с эвольвентным зубом (4—6), которые обладают следующими преимуществами:

благодаря утолщающейся к основанию форме (особенно при положительной коррекции) зуб обладает повышенной прочностью, концентрация напряжений у основания зуба невелика;

эвольвентные зубья, наружные и внутренние (при достаточно большом диаметре зубчатого венца), можно обработать с большой точностью на стандартном зуборезном оборудовании.

Наружным эвольвентным зубьям можно придать высокую поверхностную твердость термической или химико-термической обработкой.

Условия работы зубьев в компенсирующих соединениях гораздо тяжелее, чем в центрированных шлицевых соединениях. Для повышения компенсирующей способности соединения

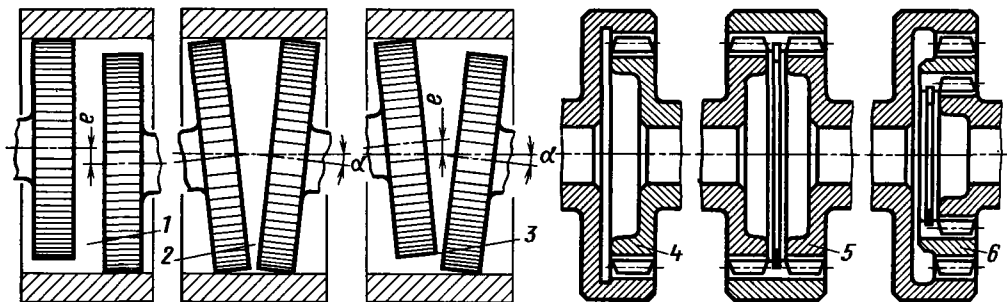


Рис. 295. Компенсаторы

выполняют с увеличенным окружным зазором $s = (0,05 \div 0,07)m$, где m — модуль зуба. Силы при перекосах сосредотачиваются на крайних кромках зубьев, находящихся в плоскости, перпендикулярной к направлению перекоса. Линейный контакт по длине зуба становится точечным, отчего резко возрастают местные напряжения смятия. Так как за 1 оборот каждый зуб дважды пересекает нагруженную область, то нагрузка на зубья является циклической, независимо от характера передаваемого момента.

Работоспособность соединения можно значительно повысить путем увеличения поверхностной твердости зубьев. Для предотвращения наклепа и отвода тепла, выделяющегося при ударах и смятии зубьев, в соединении подводят обильную смазку. Наиболее эффективный способ повышения работоспособности соединения — это увеличение диаметра зубчатого венца, что даст возможность обрабатывать внутренний зуб зубострогальными долбьками вместо дорогостоящих протяжек.

Величина перекоса, допустимого соединением, лимитируется, в первую очередь, соприсосновием кромок зубьев, расположенных в плоскости, перпендикулярной к направле-

нию перекоса (рис. 296, а). Зубья, находящиеся в плоскости перекоса, имеют гораздо большую свободу перемещения, так как зазор в радиальном направлении при стандартном угле зацепления 20° примерно в 3 раза больше окружного зазора.

Максимальный возможный угол перекоса α можно определить из соотношения $\operatorname{tg} \alpha \approx t/l$, где t — окружной зазор в зубьях; l — длина зуба. Максимальное смещение крайних точек компенсатора

$$s = L \operatorname{tg} \alpha = L \frac{t}{l}, \quad (126)$$

где L — длина компенсатора.

Для увеличения компенсирующей способности выгодно уменьшать длину зуба, что без его ослабления проще всего достичь увеличением диаметра зубчатого венца.

Окружная сила, действующая на шлицевой венец, $P = 2M_{кр}/D$, где $M_{кр}$ — передаваемый момент; D — средний диаметр шлицевого венца.

При небольших перекосах прочность зуба определяется напряжением смятия на боковой поверхности шлицев:

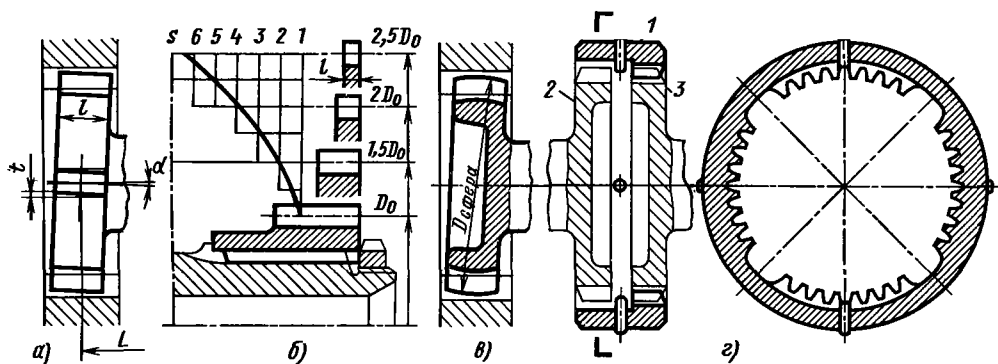


Рис. 296. Увеличение компенсирующей способности

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{zhl} = \frac{P}{zaml},$$

где l — длина шлицев; z — число шлицев; $h = am$ — рабочая высота шлица, пропорциональная модулю m шлицевого зуба (a — постоянная величина).

Так как $z = D/m$, то

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{Dla} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

откуда

$$l \leq \frac{2M_{\text{кр}}}{D^2 [\sigma_{\text{см}}]} \sim \frac{1}{D^2}, \quad (127)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемые напряжения смятия.

Зависимость длины шлицев l и максимального возможного смещения s крайних точек компенсаторов от диаметра D соединения показана на рис. 296, б (величины l и s при $D = D_0$ приняты равными единице).

С целью уменьшения нагрузок на кромки зубьев и для увеличения угла перекоса выгодно придавать зубьям бочкообразную форму. Обязательно скругление кромок торцов зубьев по всему контуру зуба. При больших переко-

сах целесообразно выполнять выступы и впадины зубьев по сфере (рис. 296, в).

На рис. 296, г показана муфта повышенной компенсирующей способности, по общей схеме близкая к карданному валу. Промежуточная втулка 1 имеет неполные внутренние зубчатые венцы; шлицевые участки обоих венцов расположены под углом 90° один к другому. Диски 2 и 3 с наружным зубом имеют в этой конструкции полные зубчатые венцы, что обеспечивает безошибочную сборку при любом угловом положении фланца относительно промежуточной детали.

Примеры соединений соосных валов приведены на рис. 297. Соединение шлицами, нарезанными непосредственно на приводном валу (рис. 297, а), нецелесообразно. Компенсирующая способность его невелика и определяется только смещением шлицев в пределах зазора между ними. Удлинение хвостовика приводного вала (рис. 297, б) только ухудшает положение, так как шлицевый конец хвостовика из-за неизбежных неточностей изготовления и монтажа приобретает биение, пропорциональное степени его удаления от опор приводного вала. При установке между валами шлицевой

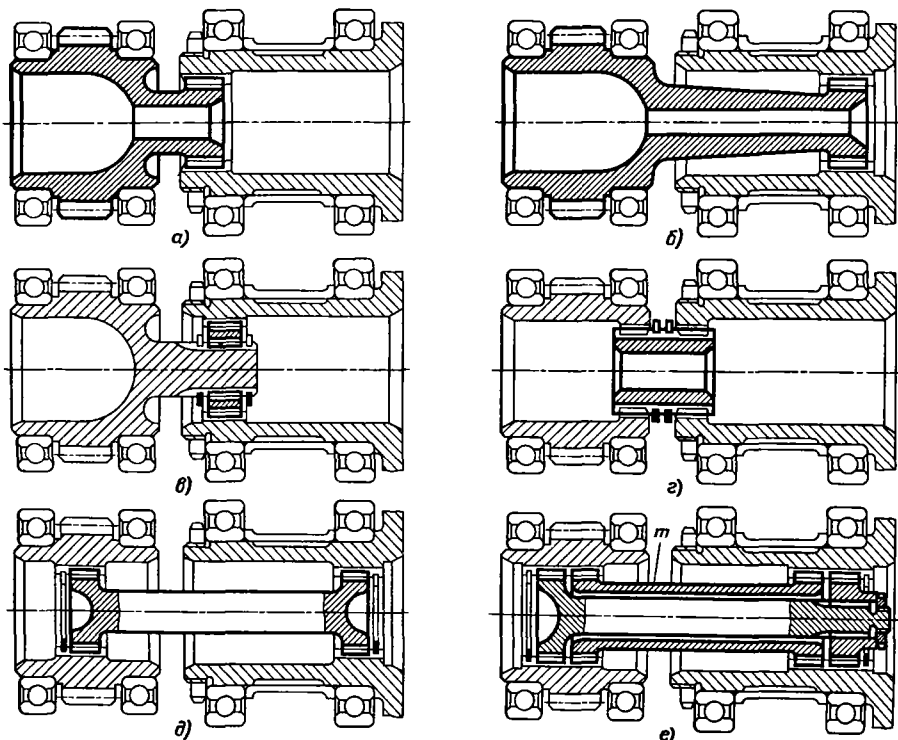


Рис. 297. Соединение соосных валов

переходной втулки, свободно посаженной на шлицы в обоих валах (рис. 297, в), компенсирующая способность, определяемая величиной суммарного зазора в шлицах, увеличивается в 2 раза по сравнению с конструкцией на рис. 297, а. В конструкции с удлиненной шлицевой втулкой (рис. 297, з) компенсирующая способность возрастает благодаря возможности собственных перекосов втулки. Наиболее целесообразна конструкция, в которой компенсатором служит длинный шлицевый валик — торсион (рис. 297, д).

Торсионы (торсионорессоры) не только компенсируют несоосность и перекосы, но и амортизируют колебания крутящего момента, делая работу привода более мягкой и плавной. Особое значение это свойство имеет в машинах с пульсирующим крутящим моментом (в поршневых машинах). Благодаря малым радиальным размерам торсионы вписываются в габариты внутренних полостей валов, что делает конструкцию компактной.

В высоконапряженных конструкциях во избежание поломки торсионов при перегрузке вводят ограничитель закручивания — шлицевую втулку m , устанавливаемую концентрично с торсионом (рис. 297, е). Боковой зазор в шлицах ограничителя делают больше зазора в шлицах торсиона с таким расчетом, чтобы по достижении определенного угла закручивания ограничитель вступал в действие и принимал нагрузку на себя.

Торсионы обычного назначения изготавливают из пружинных кремнистых сталей, для которых при оптимальной термообработке (закалка и средний отпуск) предел выносливости при пульсирующем кручении $\tau_0 = 650 \div 700$ МПа, а при знакопеременном симметричном кручении $\tau_{-1} = 300 \div 350$ МПа.

Для напряженных конструкций и конструкций, работающих при повышенных температурах, применяют стали типа 60С2Н2А, 65С2ВА, 60С2ХФА, 45ХНМФА, для которых $\tau_0 = 900 \div 1400$ МПа, $\tau_{-1} = 500 \div 700$ МПа. Оптимальная термообработка — закалка на верхний бейнит (температура изотермической выдержки 300–350 °С).

С целью увеличения упругого закручивания торсионов повышают расчетные напряжения. При пульсирующих циклах обычно принимают $\tau = 300 \div 500$ МПа, что соответствует запасу прочности (по пределу выносливости) порядка 1,5–2. В конструкциях, рассчитанных на ограниченную долговечность, напряжения доводят до 800–1000 МПа.

Циклическую прочность торсионов можно значительно повысить путем упрочняющей обработки пластической деформацией. Торсионы, работающие при циклической знакопе-

ременной нагрузке, упрочняют дробеструйным наклепом. Торсионы, работающие при пульсирующей нагрузке, упрочняют заневоливанием (приложением статического момента того же направления, что и рабочий момент, при уровне напряжений, на 20–40% превышающем предел текучести материала). Дробеструйный наклеп и заневоливание повышают долговечность торсионов примерно в 2 раза. Наилучшие результаты дает напряженный наклеп (наклеп в состоянии заневоливания), который дополнительно повышает долговечность на 20–30%.

Прямоугольные шлицы упрочняют накатыванием в осевом направлении профильными роликами, эвольвентные — обкатыванием закаленными калибрующими зубчатыми колесами.

Напряженное кручение в торсионе

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3(1-a^4)}, \quad (128)$$

где $M_{кр}$ — передаваемый крутящий момент; $W_{кр} = 0,2d^3(1-a^4)$ — момент сопротивления кручению сечения торсиона; $a = d_0/d$ — отношение внутреннего диаметра сечения к наружному (для сплошных торсионов $a = 0$).

Угол закручивания торсиона

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{LM_{кр}}{GJ_{кр}} [\text{рад}] = \\ &= \frac{360^\circ}{2\pi} \frac{LM_{кр}}{GJ_{кр}} [\text{град}] = \\ &= 57,3 \frac{LM_{кр}}{GJ_{кр}} [\text{град}], \quad (129) \end{aligned}$$

где G — модуль упругости сдвига (для сталей $G \approx 8 \cdot 10^4$ МПа); L — рабочая длина торсиона, мм (за вычетом галтелей на участках перехода стержня в шлицевые пояса); $J_{кр} = 0,1d^4(1-a^4)$ — полярный момент инерции сечения торсиона.

Выраженный в функции τ угол закручивания

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\tau}{G} \frac{2L}{d} [\text{рад}] = \\ &= 57,3 \frac{\tau}{G} \frac{2L}{d} [\text{град}]. \quad (130) \end{aligned}$$

Пусть массивный торсион передает мощность $N = 73,5$ кВт при $n = 2000$ об/мин. Рабочая длина торсиона $L = 200$ мм.

Крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega} = \frac{73,5 \cdot 10^3}{0,104 \cdot 2000} = 360 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

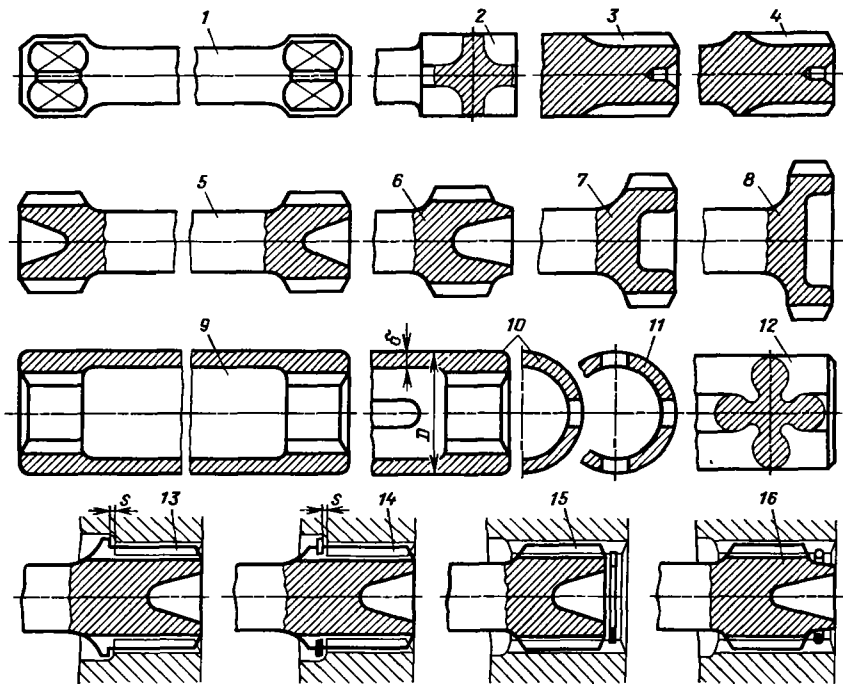


Рис. 298. Торсоны

Примем допустимое напряжение $[\tau] = 400$ МПа.
Диаметр торсона

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{36 \cdot 10^4}{0,2 \cdot 400}} \approx 17 \text{ мм.}$$

Угол закручивания

$$\varphi = \frac{\tau}{G} \frac{2L}{d} = \frac{400}{8 \cdot 10^4} \frac{2 \cdot 200}{17} = 0,118 \text{ [рад]} = 57,3 \cdot 0,118 \text{ [град]} = 6^\circ 45'.$$

Допустим, что торсион приводит зубчатое колесо с диаметром делительной окружности $D_0 = 200$ мм. Упругое смещение венца колеса под нагрузкой на радиусе делительной окружности $R_0 = 100$ мм равно $f = R_0 \varphi$ [рад] = $100 \cdot 0,118 \approx 12$ мм. Такое значение очень трудно получить посредством других амортизирующих устройств (например, спиральных пружин между приводным валом и венцом колеса).

Конструктивные разновидности торсонов показаны на рис. 298.

Для передачи небольших моментов применяют упрощенные конструкции с квадратными 1 или тrefными 2 хвостовиками. Значительно прочнее торсоны с эвольвентными шлицами 3–8. Конструкция 3 нецелесообразна вследствие неравнопрочности шлицев и стержня, обуславливающей малую податливость торсона. Равнопрочными являются конструкции

4–6. Увеличение диаметра шлицев (конструкции 7, 8) снижает нагрузку на шлицы и позволяет уменьшить их длину с выигрышем в компенсирующей способности торсона. При заданной компенсирующей способности увеличение диаметра позволяет уменьшить зазор в шлицах, что улучшает условия их работы и повышает долговечность соединения.

Стержень торсона должен быть соединен со шлицеванными участками плавными галтелями ($R = 2 \div 3d$ при небольшом перепаде диаметров и $R > d$ при большом).

Трубчатые торсоны (конструкция 9) отличаются повышенной крутильной жесткостью и применяются только как компенсаторы; амортизирующая их способность незначительна. Резко увеличивают упругость трубчатых торсонов продольные пазы (конструкция 10, 11).

Введение одного паза снижает жесткость в $\frac{0,75}{a^2}$ раз, где a – отношение толщины стенки δ к диаметру D трубы. Прочность при этом уменьшается в $\frac{1,5}{a}$ раз. При обычных значениях $a = 0,1 \div 0,15$ жесткость снижается в 35–75 раз, а прочность – в 10–15 раз.

Увеличение податливости при большем чис-

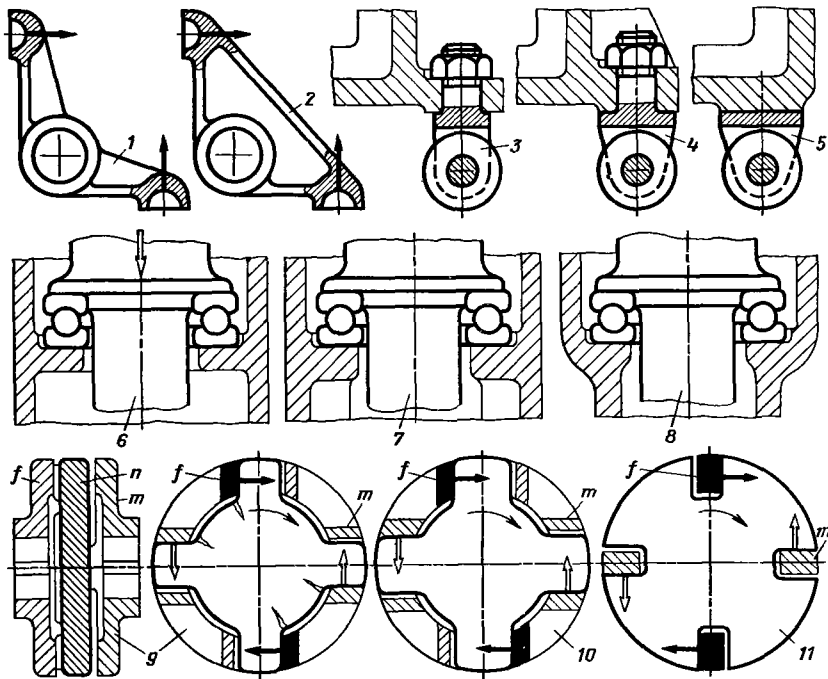


Рис. 299. Устранение изгиба

ле пазов обусловлено тем, что целые участки трубы работают преимущественно на изгиб с присущими этому виду нагружения повышенными деформациями.

В специальных случаях применяют торсионы 12 крестообразного сечения, обладающие высокой упругостью.

В продольном направлении торсионы фиксируют заплечиками (конструкция 13) или, чаще, стопорными кольцами (конструкции 14–16), предусматривая в соединении осевой зазор s для компенсации тепловых расширений и неточностей изготовления и монтажа.

УСТРАНЕНИЕ И УМЕНЬШЕНИЕ ИЗГИБА

Во всех случаях, когда допускает конструкция, изгиб следует заменять более выгодными видами деформации — растяжением, сжатием или сдвигом. Целесообразно применение стержневых или близких к ним систем, элементы которых работают преимущественно на растяжение-сжатие. Если изгибное нагружение неизбежно, то следует уменьшать плечо изгибающих сил и увеличивать моменты сопротивления на опасных участках. Особенно это важно при консольном нагружении, наиболее невыгодном по прочности и жесткости.

На рис. 299 приведены примеры полного

или частичного устранения изгиба. Плечи углового рычага (конструкция 1) испытывают изгиб от действия сил, приложенных на крайних точках. Введение таврового ребра между концами рычага (конструкция 2) ликвидирует изгиб.

В узле 3 установки ролика на станине лапа крепления подвергается изгибу. Несколько лучше конструкция 4 с усиливающими ребрами. Наиболее рационально установить ролик непосредственно под стенкой станины, работающей в данном случае на сжатие (конструкция 5).

В конструкции 6 шарикового подпятника опорная кольцевая полка подвергается изгибу под действием рабочей нагрузки. В улучшенной конструкции 7 полка усилена ребрами. В конструкции 8 сила передается непосредственно на стенки корпуса, работающие на сжатие.

Кулачково-дисковая муфта состоит из ведущего f и ведомого m дисков, соединенных плавающей шайбой n . В конструкции 9 радиальные выступы промежуточной шайбы расположены попарно в пазах между ведущими кулачками (на рисунке зачернены) и в пазах ведомого диска. Приводные силы и реактивные силы на ведомом диске (светлые стрелки) изгибают выступы шайбы.

Увеличение ширины выступов (конструк-

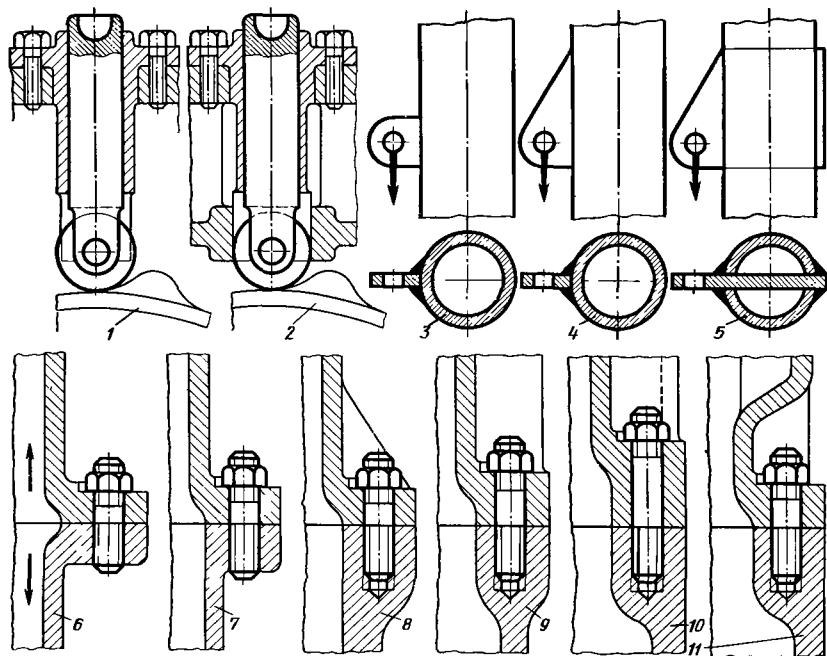


Рис. 300. Устранение изгиба

ция 10) уменьшает номинальные напряжения изгиба, но не устраняет концентрации напряжений у основания выступов.

В наиболее рациональной конструкции 11 выступы на шайбе заменены пазами, в которые попарно входят кулачки ведущего и ведомого дисков. Участки шайбы между пазами работают преимущественно на сжатие.

Конструкция 1 (рис. 300) привода роликового толкателя ошибочна. Направляющая втулка толкателя, выполненная в виде консоли, подвергается сильному изгибу действием приводного кулачка. Крепление конца втулки в станине (конструкция 2) устраняет изгиб.

На рис. 300 приведен пример последовательного упрочнения сварного соединения проушины с трубой. Конструкция 3 нераациональна. Вылет проушины чрезмерно велик; соединение работает на изгиб. Протяженность сварного шва недостаточна; в его крайних верхних точках при изгибе возникают высокие растягивающие напряжения. В усиленной конструкции 4 проушина удлинена по направлению действия силы и подвергается преимущественно растяжению, а сварной шов — преимущественно сдвигу. В еще более прочной конструкции 5 проушина врезана в трубу.

Ниже рассмотрены приемы последовательного упрочнения фланцевого соединения, нагруженного растягивающими силами. Кон-

струкция 6 нераациональна вследствие большого вылета крепежных болтов относительно стенок соединяемых деталей. Уменьшение вылета до предела, допускаемого условием размещения головок болта, а также условиями обработки опорных поверхностей под головки (конструкция 7), снижает изгибающий момент. Дальнейшего упрочнения можно достичь введением ребер (конструкция 8, 9) и приближением стенок к оси болтов путем гофрирования стенок (конструкция 10) или расположения болтов в нишах (конструкция 11).

В узле крепления рамного кронштейна со стержнями корытного сечения (рис. 301, 1) во фланце крепления возникают значительные напряжения изгиба вследствие внецентренного действия растягивающей силы P . Перенос полок корыта наружу (конструкция 2) значительно уменьшает изгиб.

Грузовой крюк 3 подвергается изгибу моментом, достигающим наибольшей величины Gl в опасном сечении A . В двуроговом крюке 4 изгибающие моменты с обеих сторон уравниваются; стержень крюка подвержен растяжению.

Изгибающий момент, действующий в опасном сечении B , снижается до $0,5 Gl$ (l — плечо силы) — при изображенных на рисунке соотношениях в 5 раз по сравнению с исходной конструкцией.

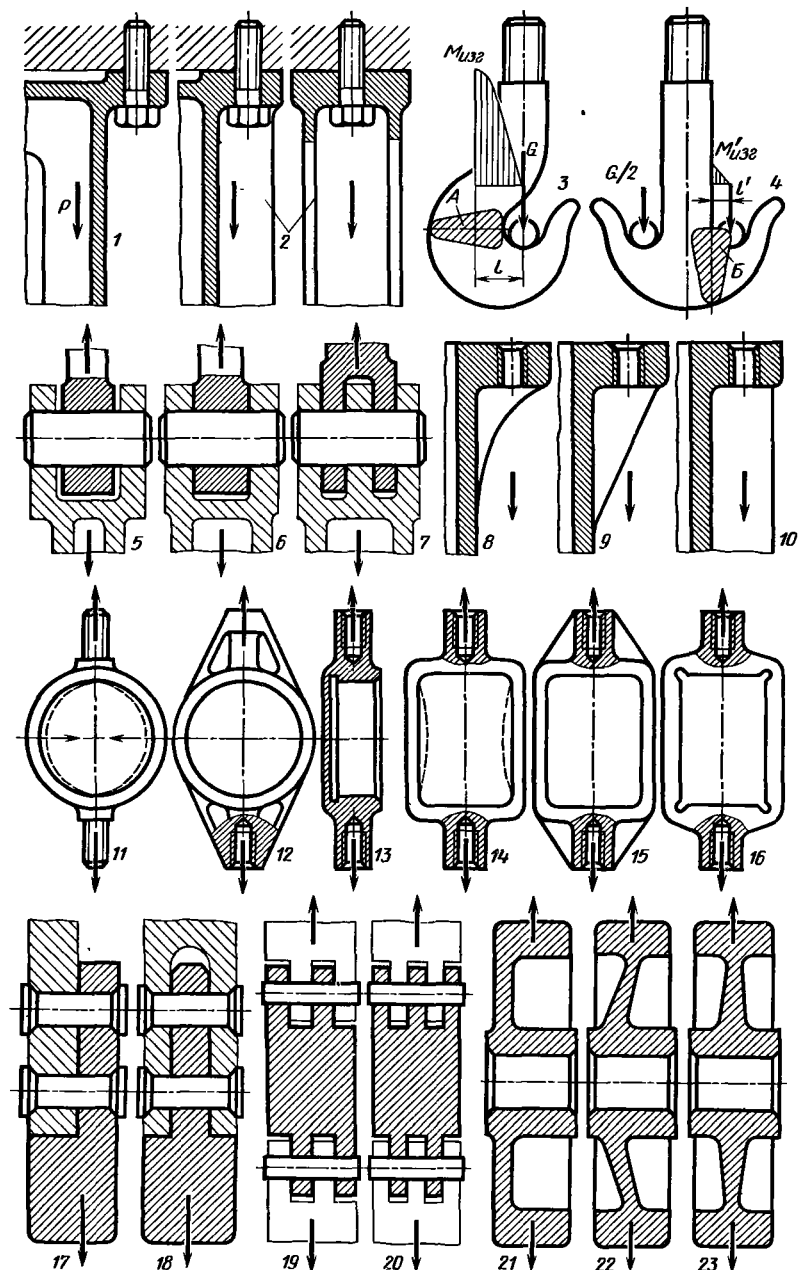


Рис. 301. Устранение изгиба

В соединении 5 палец и щеки вилки подвергаются изгибу. В улучшенной конструкции 6, с уменьшенным зазором в проушине, палец работает преимущественно на сдвиг. Изгиб щеки устранен путем расположения ребер вилки в одной плоскости со щеками. В конструкции 7 введена дополнительная центральная опора; прочность пальца повышена пропорционально увеличению числа сечений, работающих на сдвиг (в 2 раза).

Источник изгиба, часто ускользящий от внимания конструктора, — это криволинейная форма деталей, подвергающихся растяжению или сжатию. Растяжение ребер криволинейного профиля (конструкция 8) вызывает изгиб, сопровождающийся повышенными напряжениями растяжения на вершинах ребер. Спрямление ребер (конструкция 9) и, особенно, расположение ребер по линии действия силы (конструкция 10) снижают действующие в них напряжения.

Кольцевые проушины, подвергающиеся растяжению (конструкция 11), испытывают изгиб (штриховые линии), который можно уменьшить усилением участков перехода от кольца к точкам приложения сил (конструкция 12). При необходимости сохранения строго цилиндрической формы (например, случай проушин, несущих подшипники качения) вводят усиливающие перемычки (конструкция 13). В прямоугольной проушине 14 изгиб стенок, перпендикулярных к действию растягивающих сил, передаваясь через угловые сопряжения продольным стенкам, вызывает их прогиб (штриховые линии), который можно устранить усилением поперечных стенок (конструкция 15) или уменьшением жесткости угловых сопряжений (конструкция 16).

При нагружении растяжением-сжатием изгиб нередко вызывается внецентренным приложением нагрузки. В конструкции 17 крепление противовеса коленчатого вала щека подвергается изгибу; крепежные заклепки также частично работают на изгиб. В вилчатом кре-

плении 18 заклепки работают преимущественно на сдвиг, причем число поверхностей сдвига увеличивается вдвое по сравнению с предыдущей конструкцией.

В сопряжении звеньев транспортной цепи (конструкция 19) звенья вследствие асимметричного расположения проушин испытывают изгиб, а сама цепь под нагрузкой изгибается «змейкой». Симметричное расположение проушин (конструкция 20) устраняет изгиб.

В многооборотном роторе 21 с диском, смещенным с оси симметрии обода, центробежные силы, растягивающие обод, вызывают изгиб обода и диска. В конструкции 22 с коническим диском изгиб несколько уменьшен. Наиболее правильна конструкция 23 с центральным диском, работающим на растяжение.

Изгиб может быть вызван местными неправильностями формы детали на участках приложения сил. На рис. 302 показан пример головок болтов. Асимметрия опорной поверхности головок (а, б), а также неравномерная их жесткость (в — д) вызывают изгиб стержня болта под растягивающей нагрузкой. Устранение асимметрии (е, ж) обеспечивает центральное приложение силы.

Пример последовательного упрочнения шатунно-поршневого сочленения приведен на рис. 303. В конструкции 1 днище поршня, поршневые бобышки и поршневой палец подвергаются изгибу под действием газовых сил. Соединение бобышек с днищем ребрами 2 или сплошными перемычками 3 резко уменьшает изгиб. Для увеличения жесткости и прочности днищу придают сферическую вогнутую форму 3—6.

Скос головки шатуна 4 сводит к минимуму протяженность неопертой поверхности днища и одновременно уменьшает изгиб поршневого пальца. Вместе с тем снижаются удельные нагрузки от газовых сил на рабочих поверхностях поршневого пальца.

При опоре днища поршня непосредственно на головку шатуна 5 или на поршневой палец

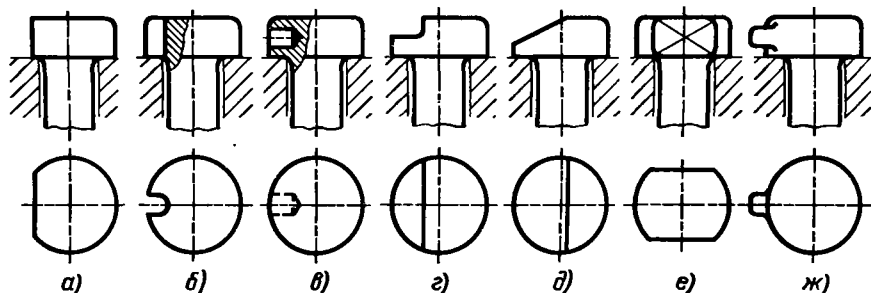


Рис. 302. Устранение внецентренного приложения сил

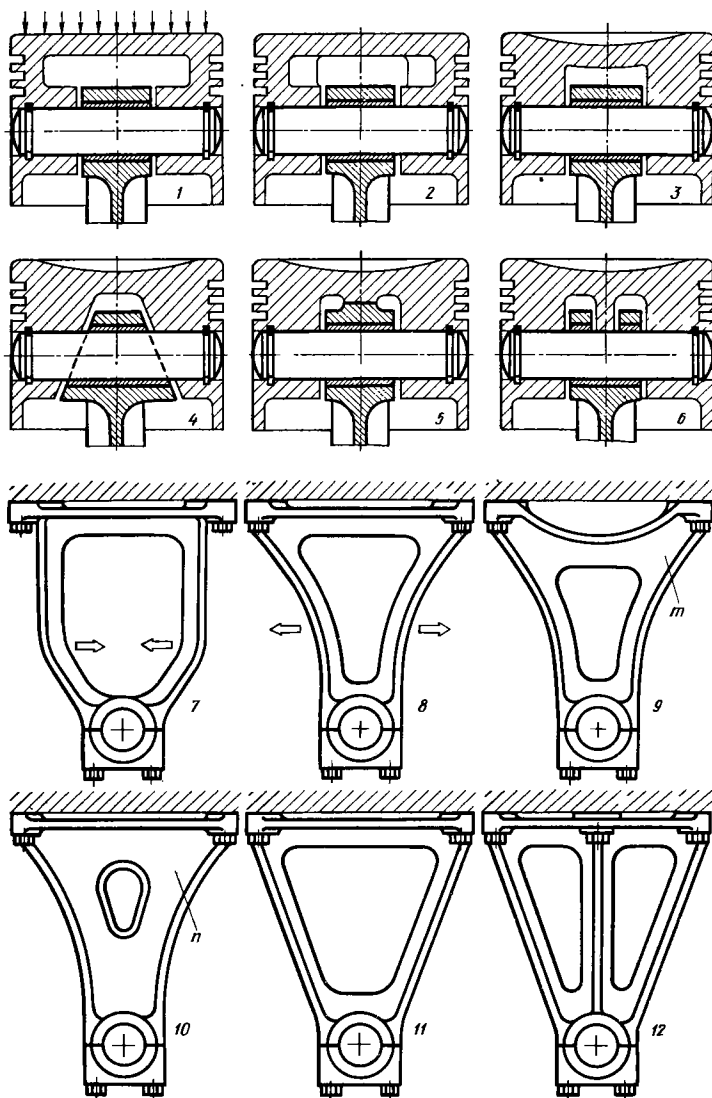


Рис. 303. Устранение изгиба

через вырез в головке шатуна 6 днище и поршневой палец полностью разгружены от изгиба.

Конструкции 7, 8 подвешеного рамного кронштейна, нагруженного растягивающей силой P (на рис. 303 не показана), являются ошибочными. Вследствие криволинейной формы стержни рамы подвергаются изгибу (светлые стрелки). Изгиб можно несколько уменьшить введением подкрепляющей перемычки m (9) и практически устранить введением сплошной перегородки n между стержнями 10. Последняя конструкция, однако, невы-

годна по массе.

Если сохранить рамную схему, то целесообразно применить прямые стержни 11, что приближает систему к ферменной. Изгиб (второстепенного порядка) возникает лишь в результате жесткой заделки стержней в участках сопряжения (в чисто ферменной системе изгиб стержней исключается шарнирным их соединением). В наиболее целесообразной конструкции 12 нагрузку воспринимает усиленный центральный стержень, работающий на растяжение. Боковые стержни придают системе устойчивость в поперечном направлении.

УСТРАНЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

Следует устранять возможность деформации частей конструкции при затяжке (рис. 304, 1). Шпильки и болты, проходящие через полые детали, нужно заключать в жесткие колонки (конструкция 2). В отдельных случаях можно ограничиться подкреплением стгиваемых стенок ребрами m (конструкция 3), расположенными в непосредственной близости к крепежной детали.

Крепление крышки подшипника (конструкция 4) ошибочно. Затяжка болтов вызывает деформацию крышки, сопровождающуюся нарушением правильной цилиндрической формы подшипника. Кроме того, в болтах возникают напряжения изгиба. В конструкции 5 крышка освобождена от действия сил затяжки.

На рис. 304 показаны неправильная 6 и правильная 7 конструкции фланцев. Узел 8 крепления крышки шатуна является неправильным, а 9 — правильным.

Крепление тяги в вилке (конструкция 10) требует точной обработки или притирки поверхностей обеих деталей. В противном случае неизбежен или распор вилки тягой, или прогиб щеки при затяжке болтов. В улучшенной конструкции 11 нижний болт заменен призонным пальцем, испытывающим сдвиг и смятие. Щеки изгибаются (при наличии зазора в соединении) только в результате затяжки верхнего болта, которая вызывает меньшие напряжения, чем в конструкции 10. В конструкции 12 детали соединены призонными пальцами, зафиксированными в осевом направлении стопорными кольцами, и не испытывают изгиба. Однако соединение лишено преимущества затяжки.

По суммарным показателям прочности и жесткости лучше является конструкция 11.

При креплении оси в вилке (конструкция 13) в щеках вилки возникает изгиб. Подкрепление щеки распорной втулкой (конструкция 14) заставляет точно выдерживать длину втулок и ширину пролета между щеками, что усложняет изготовление. Крепление оси в одной из щеки штифтом (конструкция 15) освобождает узел от внутренних напряжений, но лишает его жесткости. Наиболее правильно затягивать палец только в одной щеке (конструкция 16). Жесткость увеличивается по сравнению с конструкцией 15, хотя и уступает жесткости конструкции 14.

При установке ролика в вилке (конструкция 17) затяжка оси вызывает смыкание проушин вилки до упора в торцы ролика, в результате чего ролик теряет подвижность. Введение ди-

станциионной втулки (конструкция 18) исправляет положение, но усложняет изготовление. Наиболее целесообразно крепить ось штифтом в одной из проушин (конструкция 19). Свободу вращения ролика обеспечивают, предусматривая осевой зазор между роликом и проушинами.

Фиксация втулки 20 подшипника является ошибочной. Стопорный винт завертывается до упора во втулку, вследствие чего последняя деформируется (штриховая линия). В правильной конструкции 21 винт упирается головкой в корпус подшипника: между резьбой и наружной поверхностью втулки оставлен зазор n .

Затяжка упорной шайбы 22, нагруженной по торцу подшипника скольжения, является неправильной. Высота заплечика вала недостаточно; при затяжке возникает сила P , деформирующая шайбу. Для сохранения плоской формы шайбы следует увеличить высоту заплечика и уменьшить диаметр гайки (конструкция 23) или придать шайбе жесткий воротник (конструкция 24).

В узле установки зубчатого колеса на центрирующих конусах (конструкция 25) ошибка заключается в том, что конусы расположены под зубьями; при затяжке зубья деформируются (штриховые линии). В правильной конструкции 26 конусы вынесены за пределы зубчатого венца.

Конструкция 27 уплотнения с разрезными пружинными кольцами ошибочна. При затяжке гребешки корпуса деформируются, и кольца теряют подвижность. Конструкции 28—30 исключают защемление колец.

В отдельных случаях создают незначительную деформацию с целью увеличения жесткости и устойчивости крепления. Например, при креплении колонны в станине (конструкция 31) между фланцем колонны и опорной поверхностью оставляют зазор s , выбираемый при затяжке (конструкция 32). Зазор устанавливают расчетом или экспериментально так, чтобы напряжения во фланце не превышали допустимых значений.

В узле 33 крепления направляющего лопаточного аппарата к крыльчатке центробежного насоса торцы лопаток обработаны на конус и при затяжке плотно смыкаются с лопатками крыльчатки 34, что предотвращает вибрации лопаток при работе.

КОМПАКТНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

Одним из признаков рациональной конструкции является компактность. Целесообразное использование объема уменьшает размеры, массу и металлоемкость.

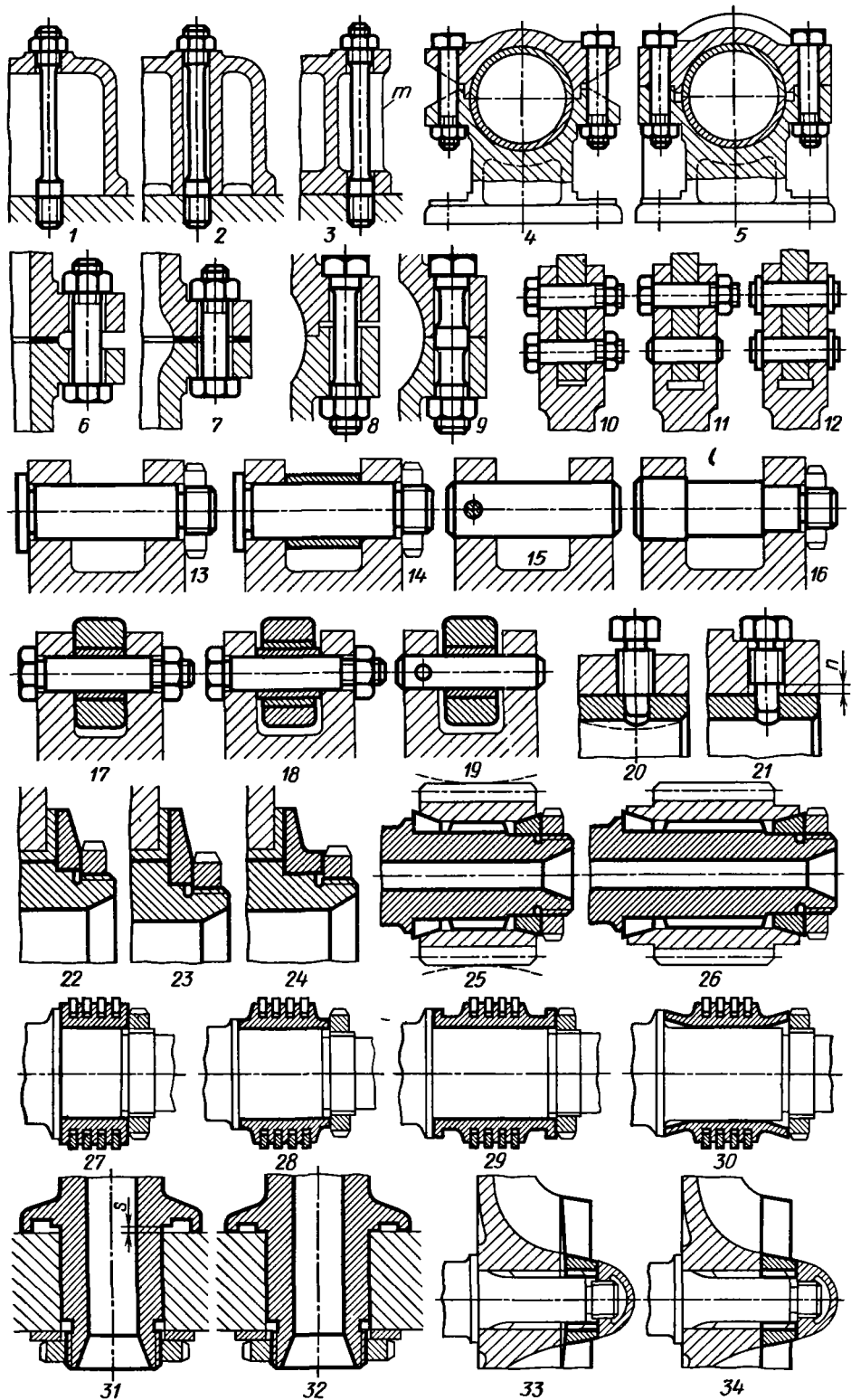


Рис. 304. Устранение деформации при затяжке

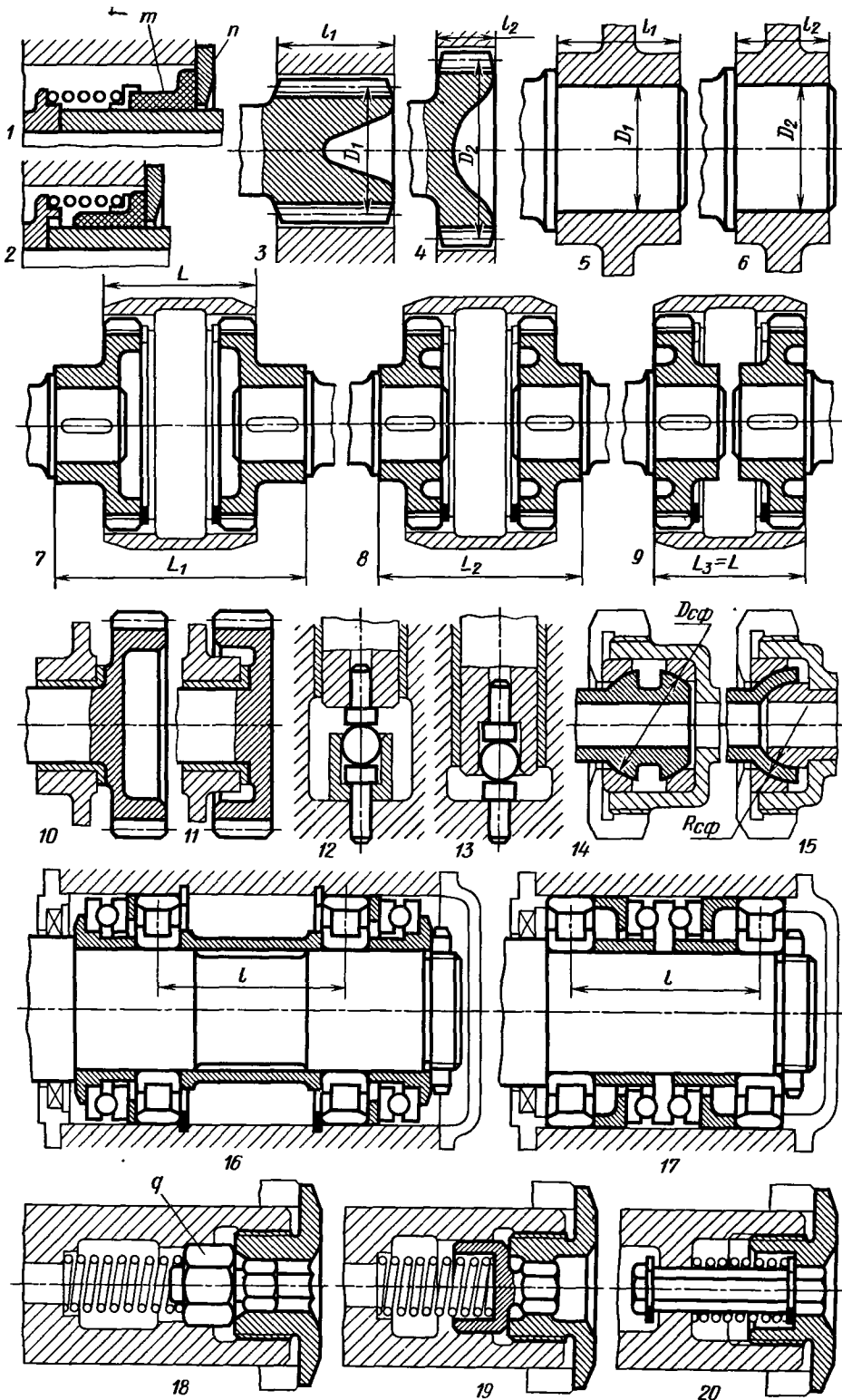


Рис. 305. Уменьшение габаритных размеров

Уменьшения осевых размеров можно иногда достичь разностной конструкции в радиальном направлении. В узле торцового уплотнения (рис. 305, 1), втулка t которого прижимается пружиной к уплотняющему диску n , расположение пружины снаружи втулки (конструкция 2) делает узел более компактным без нарушения параметров, определяющих его работоспособность.

В шлицевых, конусных и других соединениях, несущая способность которых пропорциональна квадрату диаметра, при одинаковой нагружаемости длина соединения подчиняется соотношению $l_1/l_2 = (D_2/D_1)^2$; значительного сокращения осевых размеров можно достичь сравнительно малым увеличением диаметра (конструкции 3, 4 и 5, б).

Для размещения конструктивных элементов следует использовать свободные полости. В компенсирующей шлицевой муфте 7 с заданной длиной L промежуточной втулки можно сократить габариты путем частичного (конструкция 8) или полного (конструкция 9) ввода ступиц приводных дисков в полость втулки. При размерах, показанных на рисунке, длина соединений сокращается в отношении $L_1 : L_2 : L_3 = 1 : 0,8 : 0,6$.

В узле установки зубчатого колеса 10 сокращение длины достигнуто расположением ступицы подшипника под венцом колеса (конструкция 11). Конструкцию шарикового подпятника 12 можно сделать компактной, спрятав узел подпятника в полости вала (конструкция 13).

Размеры шарнирного соединения трубопроводов 14 сокращены путем замены одной из наружных сферических поверхностей внутренней сферической поверхностью (конструкция 15).

В узле 16 концевой установки вала, нагруженного радиальной и осевой силой переменного направления, осевую нагрузку воспринимают два однорядных упорных подшипника. Конструкция громоздкая. Фиксация вала в продольном направлении неточная: упорные подшипники, расположенные на значительном расстоянии один от другого, должны быть установлены с осевым зазором, компенсирующим тепловые деформации системы; в установке неизбежен осевой зазор.

В конструкции 17 осевую нагрузку воспринимает двухрядный упорный подшипник, расположенный между радиальными опорами. При том же расстоянии l между опорами размеры узла сокращаются примерно в 1,5 раза. Осевой зазор становится минимальным. При сохранении тех же размеров, что и в конструкции 16, можно увеличить разность радиальных

опор в 1,5 раза с выгодой для устойчивости вала.

В исходной конструкции 18 гайка законтрена подпружиненным стопором q с двумя шестигранниками, из которых больший скользит в шестигранном отверстии вала, а меньший входит в шестигранное отверстие гайки. Осевые размеры узла неоправданно велики. Для отвертывания гайки необходимо предварительно утопить стопор до вывода малого шестигранника из зацепления с гайкой; неопытный сборщик может попытаться отвертывать гайку без предварительного освобождения стопора. При отвертывании стопор, ничем не зафиксированный в осевом направлении, выпадает из отверстия вала.

В конструкции 19 осевые размеры уменьшены путем размещения пружины в шестиграннике стопора. Длина внутреннего шестигранника гайки сокращена, что исключает возможность отворачивания гайки без предварительного освобождения стопора.

В наиболее рациональной конструкции 20 стопор выполнен из шестигранного прутка. Шестигранные отверстия в валу и гайке обрабатываются одной протяжкой (в предыдущих конструкциях требуются две протяжки). Благодаря установке пружины снаружи стопора осевые размеры узла сокращены в 1,5 раза по сравнению с исходной конструкцией. Стопор зафиксирован в осевом направлении пружиной кольцом и не выпадает из отверстия после отвертывания гайки. Отвернуть гайку можно лишь после освобождения стопора.

На рис. 306, а показан узел конической передачи с обычной консольной установкой зубчатого колеса. В конструкции б применена двухопорная установка. Один конец вала ведущего колеса установлен в стенке корпуса, другой — в отъемной крышке 1 с окном на участке зацепления зубьев. Габариты передачи существенно сокращены, устойчивость колес улучшена.

При переносе зубчатого колеса на другую сторону ведомого вала (конструкция в) осевые размеры передачи сокращаются почти в 2 раза по сравнению с исходной конструкцией.

Редуктор с конической передачей обычной схемы (г) отличается большими размерами. Объем корпуса рационально использован в конструкции д, где подшипники большого конического колеса и один из подшипников малого колеса установлены в приливе внутри.

На рис. 307 приведены примеры сокращения осевых размеров зубчатой передачи. В исходной конструкции а конечное колесо 1 установлено консольно в диафрагме 2. Приводное колесо 3 оперто на двух подшипниках, один из

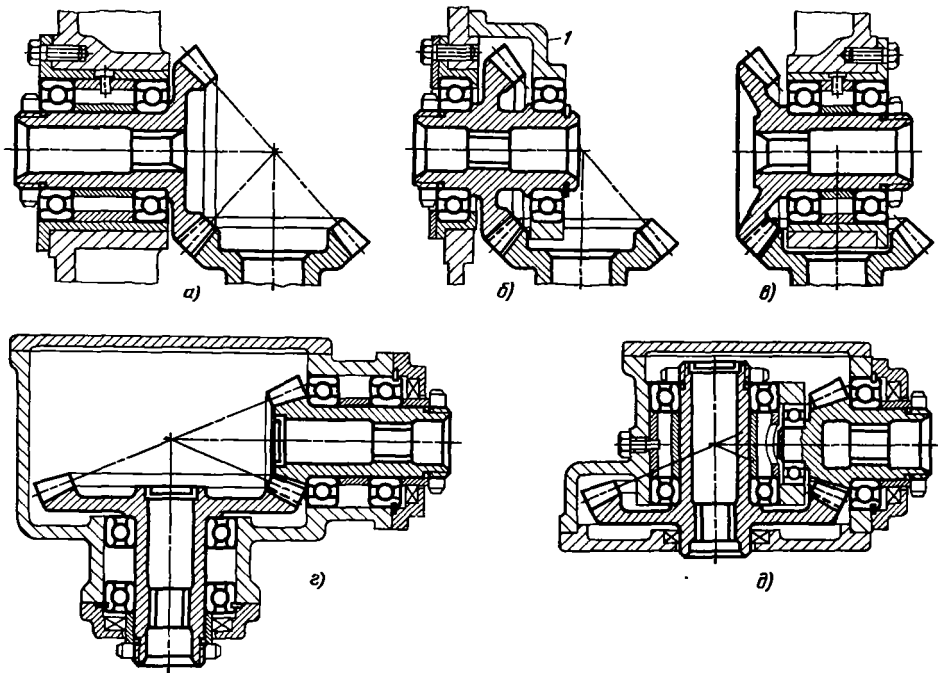


Рис. 306. Уменьшение габаритных размеров конической передачи

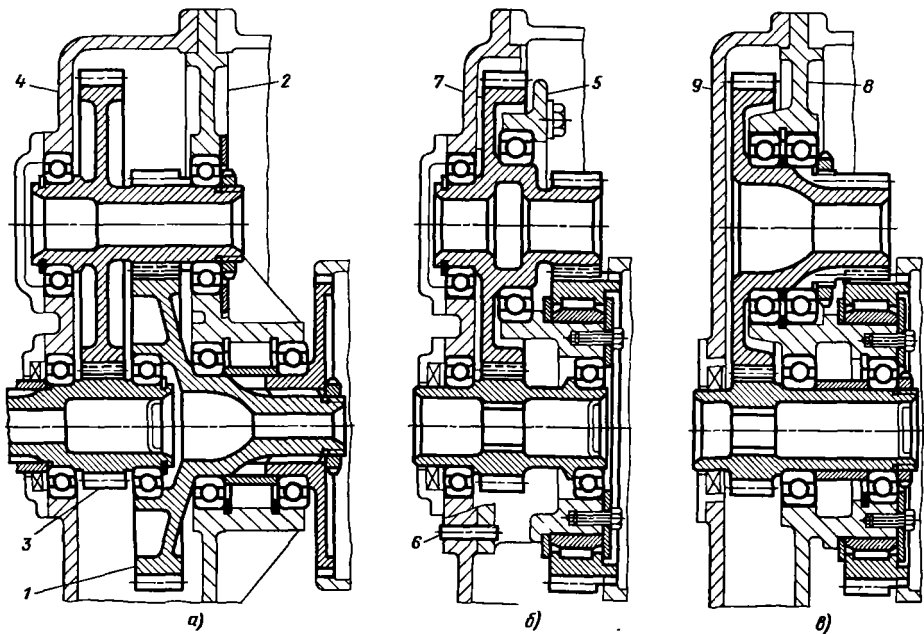


Рис. 307. Уменьшение габаритных размеров зубчатой передачи

которых установлен в крышке 4, а другой — в выточке тела конечного колеса, консольно по отношению к основным подшипникам. Вал промежуточных зубчатых колес оперт с одной стороны на диафрагму 2, с другой — на крышку 4.

Осевые габаритные размеры конструкции неоправданно велики. Опоры ведущего и промежуточных валов расположены в разных деталях. Опорные поверхности вала ведущего колеса невозможно обработать совместно, что обуславливает повышенные требования к точности посадочных поверхностей вала конечного колеса. Сборка передачи крайне затруднительна. При соединении диафрагмы с крышкой концы валов ведущего и промежуточного колес, зафиксированные предварительно каждый в одной опоре, повисают; концы валов приходится «вслепую» вводить во вторые опоры.

В улучшенной конструкции б опоры валов расположены в фигурной диафрагме 5, установленной на крышке 7 и зафиксированной контрольными штифтами б. Все посадочные поверхности можно обработать с одной установкой при диафрагме, привернутой к крышке. Редуктор можно собрать и проверить, как отдельный узел. При сборке открыт доступ ко всем деталям. Осевые размеры сокращены в 1,6 раза по сравнению с исходной конструкцией. Это достигнуто (помимо введения отъемной диафрагмы) следующими мерами:

венец приводных шлицев конечного колеса (выполненный в предыдущей конструкции на отдельной насадной детали) изготовлен как одно целое с конечным колесом в виде продолжения зубьев;

конечное колесо смонтировано на игольчатом подшипнике, установленном на цилиндрическом выступе диафрагмы;

наружные шлицы входного вала заменены внутренними.

В конструкции в вся передача смонтирована на одной детали — диафрагме 8. Крышка 9 является ненесущей и сопряжена с механизмом редуктора только уплотнением, охватывающим выходной конец приводного вала. Изготовление и сборка передачи здесь упрощаются еще больше.

Совмещение конструктивных функций. Размеры и массу конструкции в некоторых случаях можно уменьшить совмещением нескольких функций в одной детали.

При парной установке радиально-упорных подшипников, предназначенных для несения осевой нагрузки в двух направлениях (рис. 308, а), нагрузку в каждый момент воспринимает какой-либо один из них, а второй в это время бездействует. В одnorядном под-

шипнике двустороннего действия (рис. 308, б) шарики заключены в обоймы с глубокими канавками; наружная обойма для удобства сборки сделана разъемной. Под нагрузкой шарики прижимаются к одной стороне канавки и отходят от противоположной стороны. При перемене направления нагрузки происходит обратное явление. Такие подшипники при одинаковой нагрузке имеют вдвое меньшие осевые размеры, чем спаренные подшипники.

Заключением наружных колец в общую обойму (рис. 308, в) можно сделать конструкцию агрегатной.

Аналогичен пример шариковой винтовой пары (конструкция часто применяемая в силовых передачах). В конструкции з шарики установлены по спиральям в два ряда; осевую нагрузку воспринимает только половина общего числа шариков. При установке в каждой спирали по одному ряду шариков (рис. 308, д) осевую нагрузку при любом ее направлении несут все шарики, в результате чего нагрузка передается увеличивается вдвое.

В узле соединения шатунной шейки разъемного коленчатого вала соединение стянуто болтом (рис. 308, е). В более рациональной конструкции ж для стяжки использован хвостовик левой половины шейки.

В блоке зубчатых колес 1 (рис. 308, з) насадные зубчатые колеса 1, 2 установлены на шлицах вала-шестерни. В конструкции и колеса установлены на продолжении зуба вала-шестерни, вследствие чего повышается прочность вала, увеличивается диаметр правой шейки и упрощается обработка.

В узле привода клапанного механизма (рис. 308, к) коромысла 3, 4 установлены на отдельных осях, каждое в своем корпусе. Конструкция упрощается, если коромысла монтировать в одном корпусе на трехопорной или консольной оси (рис. 308, л и м).

В узле упругой установки обода зубчатого колеса на ступице (рис. 308, н) переменный крутящий момент передается зубчатому венцу через ряд пружин, установленных (во избежание перекоса) на цилиндрических шарнирных сухарях 5, опертых в гнездах выступов обода б и ступицы 7. Половина пружин используется для передачи крутящего момента, а вторая половина пружин — для амортизации нагрузки при циклических спадах крутящего момента.

В улучшенной конструкции о выступы обода и ступицы совмещены; выступы 8 ступицы введены в прорези выступов 9 обода. Благодаря этому все пружины амортизируют колебания крутящего момента. Узел может передавать вдвое больший крутящий момент или

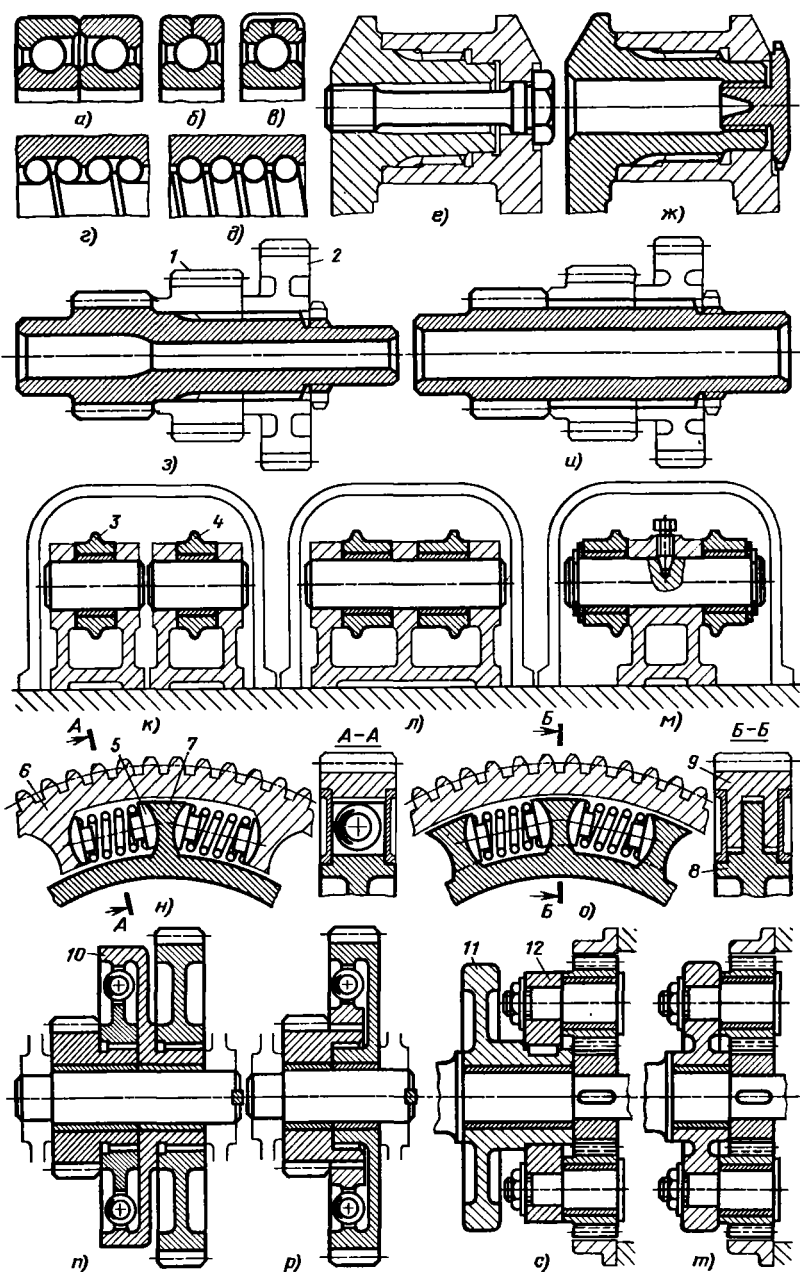


Рис. 308. Совмещение конструктивных функций

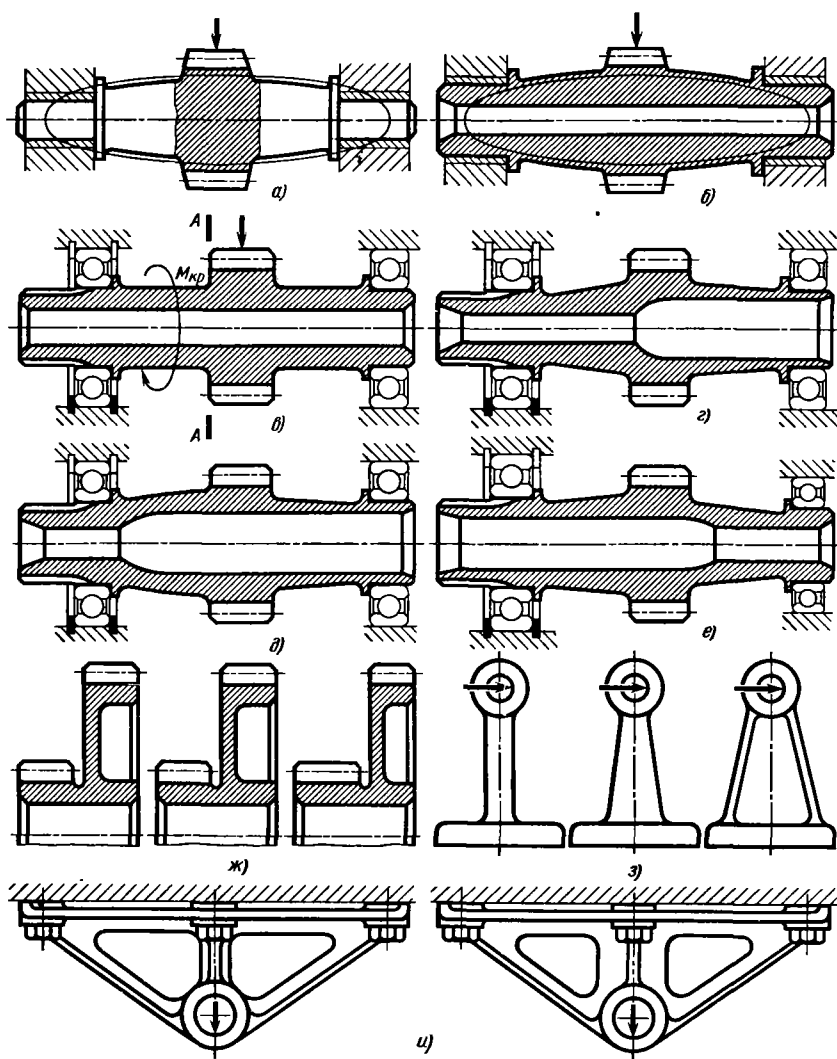


Рис. 309. Придание деталям равнопрочности

обеспечивать вдвое большую податливость при амортизации.

На рис. 308, *п* показана установка зубчатых колес с промежуточной пружинной муфтой 10. В конструкции *р* амортизирующие пружины размещены в большом колесе привода. В результате уменьшены масса и осевые габариты, увеличена жесткость узла.

В узле планетарного привода кулачковой шайбы 11 (рис. 308, *с*) сателлиты установлены на отдельной, по существу лишней детали 12. В целесообразной конструкции *т* сателлиты смонтированы непосредственно на шайбе.

Узел становится легче и компактнее; трудоемкость изготовления резко сокращается.

Равнопрочность. На рис. 309 приведены примеры придания деталям равнопрочности.

При нагрузке двухопорного вала поперечной изгибающей силой (рис. 309, *а*) тело равного сопротивления изгибу с одинаковыми максимальными напряжениями во всех сечениях имеет профиль кубической параболы (тонкая линия). Конструкция неравнопрочна: парабола равного сопротивления дважды (на коническом участке вала и у основания цилин-

дрического шипа) выходит за пределы контура детали. Эти участки ослаблены по сравнению с остальными участками детали.

В целесообразной конструкции *б* парабола вписана в контур детали. В валу проделано отверстие, практически не влияющее на прочность, но значительно снижающее массу детали.

При сложном нагружении вал испытывает изгиб силой привода на зубьях, а на участке между зубьями и шлицевым венцом, действующим на нагрузку привода, подвергается действию крутящего момента $M_{кр}$ (рис. 309, *в-е*).

В конструкции *в* сечение вала выбрано по максимальному напряжению изгиба и кручения, имеющему место в плоскости $A-A$, без учета уменьшения изгибающего момента по направлению к опорам. Не учтено и то обстоятельство, что правый конец вала, испытывающий только напряжения изгиба, нагружен меньше, чем левый, подвергающийся изгибу и кручению.

В равнопрочной конструкции *г* валу придана коническая форма, соответствующая изменению изгибающего момента вдоль оси. Равнопрочность левой (сильно нагруженной) и правой (слабо нагруженной) сторон вала достигнута приданием внутренней полости ступенчатой формы.

Равнопрочности можно достичь также увеличением наружных размеров конического участка вала или уменьшением диаметра правого шарикового подшипника (рис. 309, *д* и *е*). Здесь внутренней полости вала придана ступенчатость, обратная ступенчатости в предыдущих конструкциях с соответственным увеличением диаметра левого опорного подшипника.

Конструкции *г-е* равноценны. Выбор схемы определяется технологическими и эксплуатационными соображениями.

В блоке зубчатых колес зубья неравнопрочны по изгибу и смятию. Окружная сила на зубчатом венце малого колеса при всех условиях, является ли передача мультиплицирующей или редуцирующей, меньше окружной силы на венце большого колеса в отношении их диаметров.

Для получения равнопрочности надо увеличить модуль зуба малого колеса или (способ технологически более целесообразный) придать зубьям ширину, примерно обратно пропорциональную диаметрам колес (рис. 309, *ж*). Практически, учитывая повышенную окружную скорость на зубьях большого колеса, последние делают несколько шире, чем следует из силовых соотношений. На рис. 309, *з* показан пример придания равнопрочности штампованной и литой стойкам.

В кронштейне, нагруженном растягивающей силой, средний стержень, несущий основную часть нагрузки, перегружен по сравнению с боковыми, слабо нагруженными стержнями (рис. 309, *и*). Увеличение сечения среднего стержня делает систему равнопрочной.

Равнопрочность у *з* л *о* в заключается в том, что все их детали должны иметь одинаковые напряжения (при одинаковых материалах) или равные запасы прочности (при различных по прочности материалах).

Соединение лопасти воздушного гребного винта (алюминиевый сплав) со стальной втулкой (рис. 310, *а*), работающее преимущественно на растяжение центробежной силой лопасти, неравномерно. Вследствие одинаковости профилей витков лопасти и втулки напряжения в них одинаковы, тогда как допускаемые напряжения у алюминиевого сплава примерно в 2 раза меньше, чем у стали. Лопасть затянута с упором в торец втулки, вследствие чего в опасном верхнем сечении лопасти при монтаже возникают напряжения растяжения, складывающиеся с рабочими напряжениями растяжения.

Изгибающий момент поперечных аэродинамических сил, воспринимаемый в нижней части цилиндрической направляющей *ф*, в верхней части передается на витки, что ухудшает условия их работы.

В конструкции *б* высота витков лопасти (в осевом направлении) увеличена вдвое, благодаря чему напряжения сдвига в витках лопасти снижаются в 2 раза, а напряжения изгиба в 4 раза. Сечения втулки увеличиваются книзу по мере нарастания сил, передаваемых втулке витками, что способствует равномерному распределению нагрузки по виткам. С этой же целью в лопасти сделана разгружающая коническая выборка. Лопасть затягивается до упора конического хвостовика в днище втулки, что освобождает опасное сечение лопасти от монтажных напряжений растяжения. Витки разгружены от действия поперечных сил, которые воспринимаются конической поверхностью хвостовика и цилиндрическим поясом в верхней части лопасти. В конструкции *в* лопасть завернута на конической резьбе. Поперечные силы воспринимаются коническими поверхностями витков, что обеспечивает высокую поперечную устойчивость и позволяет увеличить в тех же габаритах число витков.

На рис. 310, *г-з* показаны варианты зубчатопазового крепления наборных лопаток в турбинном роторе. В конструкции *г* центробежная сила лопатки воспринимается одним уступом на хвостовике лопатки, вследствие чего несущие поверхности испытывают высокие напряжения смятия.

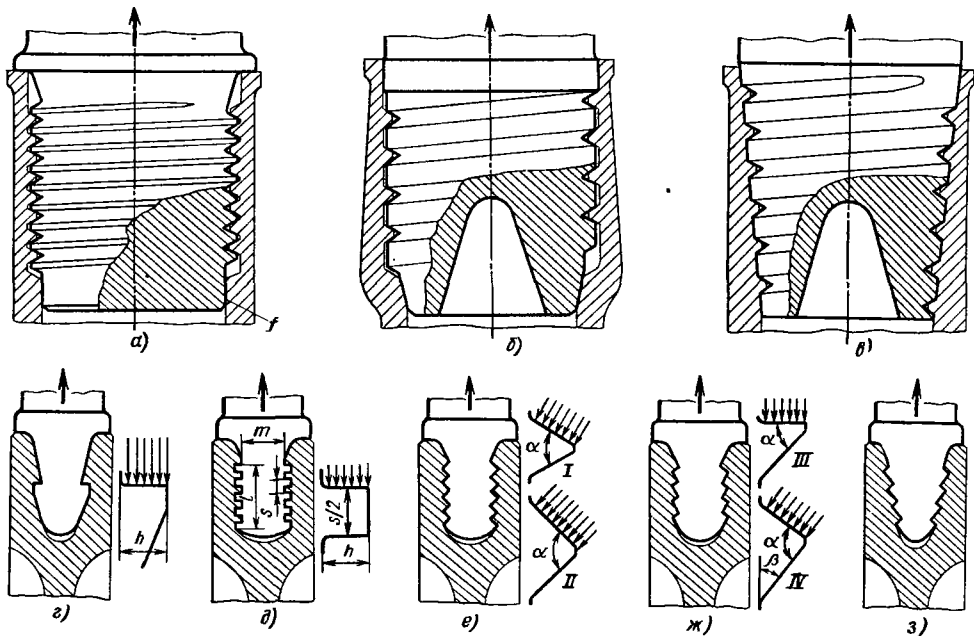


Рис. 310. Придание равнопрочности узлам

В конструкции d с зубьями прямоугольного профиля напряжения смятия уменьшены пропорционально числу несущих поверхностей (в 5 раз). Однако напряжения изгиба у основания зуба, пропорциональные квадрату высоты $0,5s$ основания, резко возрастают (в 5 раз по сравнению с конструкцией g), несмотря на уменьшение силы, приходящейся на каждый зуб. Напряжения среза повышенные, так как сумма высот зубьев равна половине общей длины l хвостовика. Конструкция неравнопрочна на растяжение: сечение m хвостовика, воспринимающее полную центробежную силу лопатки, перегружено по сравнению с ниже-расположенными сечениями, на которые действуют силы, прогрессивно убывающие к концу хвостовика. В щеках ротора картина обратная: сечения щек, ближайшие к концу хвостовика, перегружены по сравнению с вышележащими сечениями.

Придание зубьям треугольного профиля с углом при вершине $\alpha = 60^\circ$ (рис. 310, e, I), позволяет использовать для восприятия нагрузки практически всю высоту хвостовика. Напряжения сдвига снижаются в 2 раза, а изгиба в 4 раза по сравнению с напряжениями в конструкции d .

Зубья с профильным углом $\alpha > 80 \div 90^\circ$ (рис. 310, e, II) практически полностью разгружены от изгиба, так как силы, действующие на несущие площадки, передаются непосредствен-

но в тело хвостовика, создавая в нем поперечные напряжения сжатия. Однако увеличение профильного угла вызывает увеличение шага зубьев ($s = 2htg\alpha/2$) с соответствующим уменьшением числа несущих площадок и увеличением напряжений смятия на них. При $\alpha = 90^\circ$ напряжения смятия возрастают по сравнению со случаем $\alpha = 60^\circ$ в отношении $tg 45^\circ / tg 30^\circ = 1,75$ раза, и в том же отношении возрастают силы, стремящиеся раскрыть щеки обода ротора.

Трапецидальные зубья с несущими площадками, перпендикулярными к направлению центробежной силы (рис. 310, $ж, III$) и углом $\alpha \approx 50^\circ$ (условие равенства шагов), равноценны по напряжениям изгиба, среза и смятия треугольным зубьям с $\alpha = 60^\circ$. Безыгбные зубья с $\alpha = 90^\circ$ (рис. 310, $ж, IV$) и $\beta = 30 \div 40^\circ$ (условие приближенного равенства шагов) равноценны треугольным зубьям с $\alpha = 90^\circ$. Уменьшение β ниже 30° резко увеличивает шаг [$s = h(tg\beta + 1/tg\beta)$], что сопровождается повышением напряжений смятия; увеличение β выше 45° резко увеличивает силы, стремящиеся раскрыть щеки обода.

Придавая хвостовику клиновидную форму (рис. 310, $з$), соответствующую прогрессивному уменьшению сил, действующих на хвостовик, можно обеспечить приблизительно одинаковое использование материала хвостовика и щек обода по высоте и увеличить опасные сече-

ния хвостовика и шек примерно в 1,4 раза с соответствующим уменьшением напряжений растяжения.

Ниже приведены напряжения растяжения в хвостовике, изгиба, сдвига и смятия в зубьях в различных вариантах крепления при одинаковых h и l (напряжения по варианту δ приняты равными 1).

Напряжения	Варианты			
	ϵ, I	ϵ, II	δ, IV	$з$
$\sigma_{\text{раст}}$	1	1	1	0,7
$\sigma_{\text{изг}}$	0,25	0	0	0
τ	0,5	0,5	0,5	0,5
$\sigma_{\text{см}}$	0,57	1	1	1

Равнонагруженность опор. При проектировании узлов с подшипниками качения целесообразно обеспечивать равную долговечность подшипников.

В зубчатой передаче (рис. 311, *a*) нагрузка P_1 на малое колесо от сил привода больше нагрузки P_2 на большое колесо в отношении $D_2/D_1 \approx 3$. При указанном на рис. 311 расположении опор левый подшипник нагружен силой N_1 , в 2 раза превышающей силу N_2 , действующую на правый подшипник. Опоры можно сделать равнодолговечными, установив на правом конце вала малый подшипник

(рис. 311, *б*) с нагрузаемостью, в 2 раза меньшей, чем у левого подшипника. Если в интересах унификации желательнее сохранить одинаковые подшипники, то следует изменить расположение опор относительно действующих сил (рис. 311, *в*) так, чтобы уравнивать нагрузку на оба подшипника.

В узле консольной установки крыльчатки центробежного компрессора на вал действует радиальная сила P_1 от неуравновешенности крыльчатки и осевая сила P_2 давления рабочей жидкости на крыльчатку (рис. 310, *з*). Передний, ближайший к крыльчатке подшипник нагружен большой радиальной силой N_1 и осевой силой P_2 , задний подшипник — незначительной радиальной силой N_2 . В конструкции *д* осевую силу воспринимает задний подшипник, вследствие чего нагрузка на подшипники становится более равномерной. В конструкции *е* вал установлен на разных подшипниках с нагрузаемостью, соответствующей действующим на них силам.

ПРИНЦИП САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ

В подвижных соединениях, где возможны перекосы и смещения деталей, необходимо предусматривать свободу самоустанавливаемости, обеспечивающую пра-

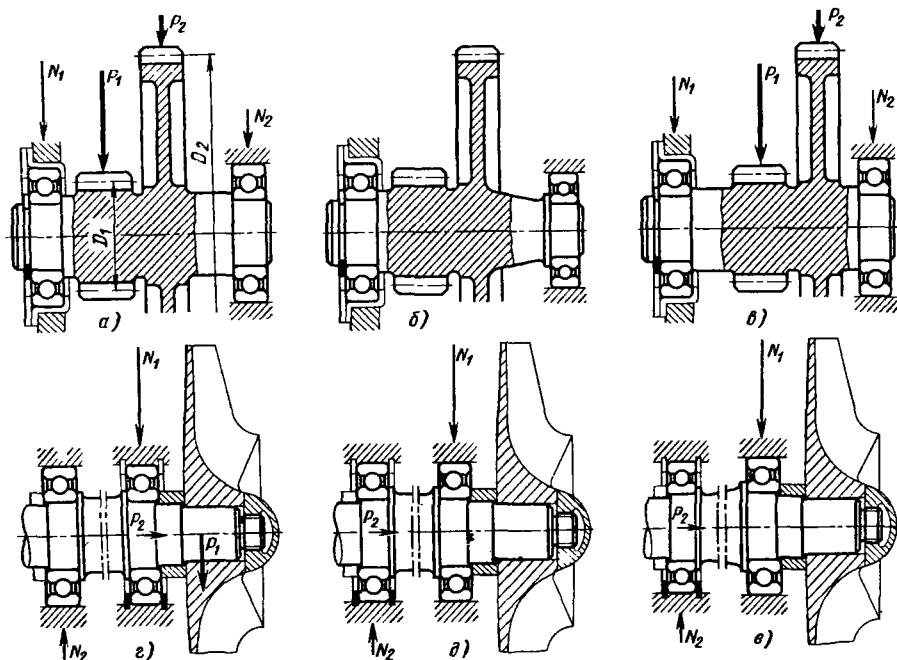


Рис. 311. Придание опорам равной долговечности

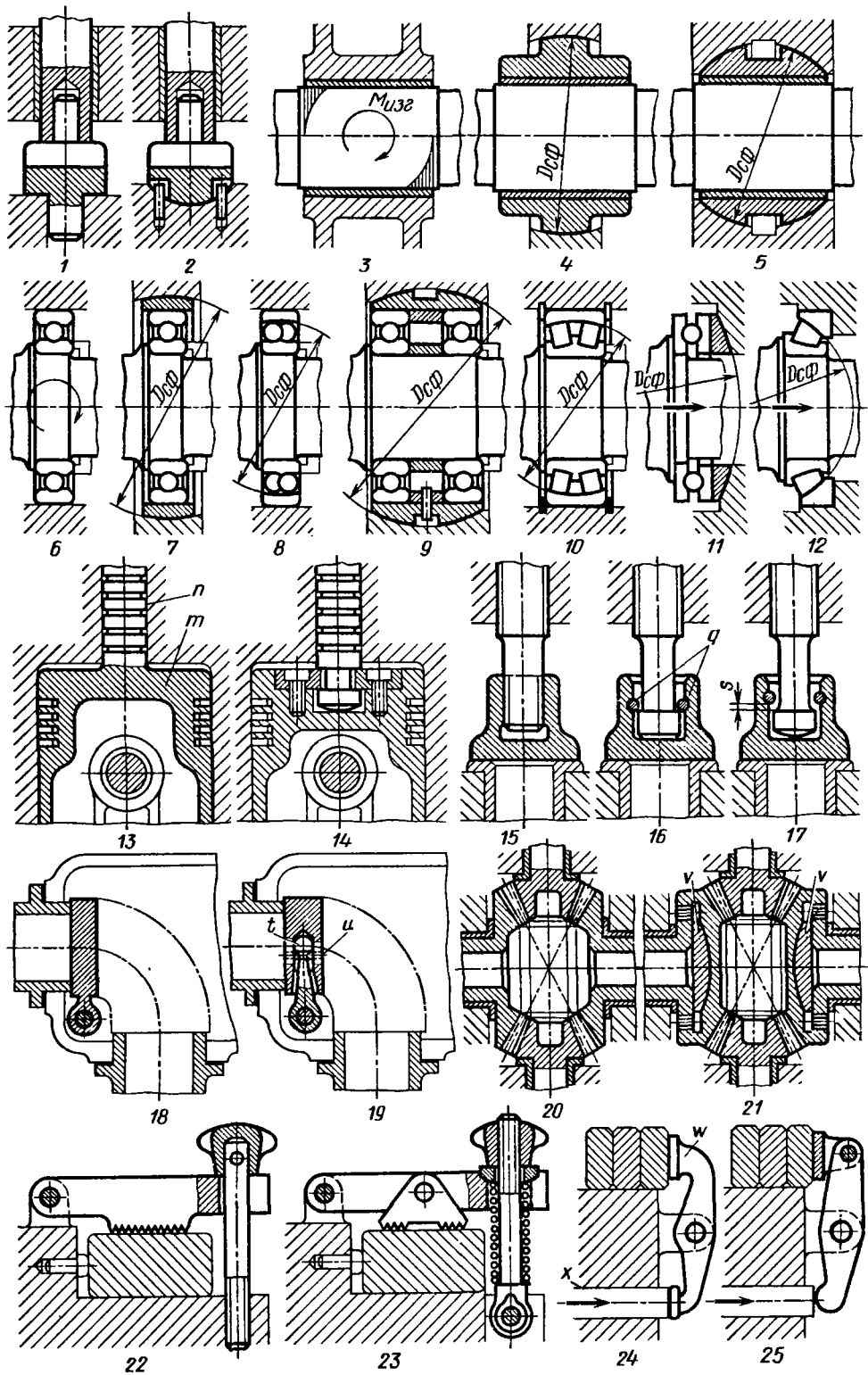


Рис. 312. Обеспечение самоустанавливаемости

вильную работу деталей при всех возможных неточностях изготовления и монтажа.

В подпятнике с жесткой установкой опорной шайбы в корпусе (рис. 312, 1) пята работает по шайбе краями вследствие неизбежных в системе перекосов. В конструкции 2 шайба установлена на сферической опоре, что обеспечивает контакт по всей поверхности трения. Кроме того, шарнирная установка допускает образование клинового зазора, обеспечивающего гидродинамическую смазку.

Принцип самоустанавливаемости широко применяют в конструкции опор валов, подвешенных изгибу и перекосам. Самоустанавливаемость особенно необходима в случае подшипников скольжения с большим отношением длины к диаметру. При жесткой установке 3 изгиб и перекос вала вызывают повышенные кромочные давления, резко ухудшающие условия работы подшипника. Для придания самоустанавливаемости подшипники устанавливают на сферических опорах 4 и 5.

В шариковых радиальных подшипниках 6 изгиб вала вызывает перекосяк подшипника и одностороннюю нагрузку шариков, иногда намного превышающую номинальную нагрузку. Это устраняют заключением подшипника в сферическую обойму 7 или применением двухрядных сферических подшипников 8.

Сферические двухрядные подшипники обладают пониженной нагрузжаемостью по сравнению с однорядными радиальными подшипниками вследствие неблагоприятной для контактной прочности формы наружных беговых дорожек и не приспособлены для восприятия значительных осевых сил. Поэтому в узлах, воспринимающих повышенную осевую нагрузку, предпочтительнее применять однорядные подшипники 9 на сферических опорах или двухрядные самоустанавливающие подшипники 10 с бочкообразными роликами. Несущую способность упорных подшипников 11 повышают установкой их на сферических шайбах. Высокой нагрузжаемостью отличаются самоустанавливающиеся сферокопические подшипники 12 с бочкообразными роликами.

Другой пример — двухступенчатый поршень воздушного компрессора 13. Поршень m перемещается в цилиндре низкого давления, скалка n скользит в цилиндре высокого давления (воздушные коммуникации на рисунке не показаны). Недостаток конструкции состоит в том, что поршень и скалка выполнены как одно целое. Требуется соблюдение точной соосности рабочих поверхностей: во-первых, поршня и скалки, во-вторых, отверстий цилиндров высокого и низкого давлений. Так как зазор между скалкой и стенками цилиндра высокого давления гораздо меньше, чем зазор между порш-

нем и стенками цилиндра низкого давления, поперечные силы привода воспринимаются преимущественно скалкой, которая в этой конструкции подвергается усиленному износу.

В целесообразной конструкции 14 скалка может несколько перекашиваться и смешаться относительно оси поршня. Нагрузку привода воспринимает поршень; скалка разгружена от поперечных сил. Требование строгой соосности отверстий цилиндров низкого и высокого давлений отпадает.

Конструкция 15 тарельчатого клапана, в которой тарелка жестко закреплена на хвостовике шпинделя, не обеспечивает безззорной посадки клапана на седло вследствие неизбежного отклонения от перпендикулярности посадочной плоскости относительно оси шпинделя. Другая ошибка заключается в том, что тарелка при посадке вращается вместе со шпинделем относительно седла. Последняя ошибка исправлена в конструкции 16, где тарелка зафиксирована на хвостовике шпинделя двумя поперечными штифтами q . При закрытии клапана шпиндель проворачивается относительно тарелки. Однако безззорная посадка клапана не обеспечена.

В наиболее целесообразной конструкции 17 торец шпинделя выполнен по сфере, благодаря чему тарелка клапана свободно самоустанавливается и плотно садится на седло при всех возможных неточностях изготовления. Для обеспечения самоустановки фиксирующие штифты посажены с зазором s относительно запячка хвостовика шпинделя.

В перекидной заслонке 18, закрывающей поперемению два взаимно перпендикулярные трубопровода, обеспечить плотное прилегание заслонки к седлам практически невозможно, особенно ввиду того, что трубопроводы установлены на мягких прокладках и их положение при переборках может значительно измениться. В правильной конструкции 19 заслонка установлена на сферическом шарнире l , зафиксирована на рычаге в продольном направлении поперечными штифтами u и застрахована от вращения вокруг оси стержня фиксирующими штифтами в лунках стержня.

В многопоточных конических передачах 20 очень трудно обеспечить равномерную нагрузку зубьев, так как регулировка одной пары зубчатых колес вызывает разрегулировку остальных пар. В тяжело нагруженных передачах вводят угругие элементы, обеспечивающие приблизительно одинаковую нагрузку на зубья, независимо от неточностей изготовления и монтажа шестерен.

В конструкции 21 колеса соединены с валами шлицевыми венцами с увеличенными ра-

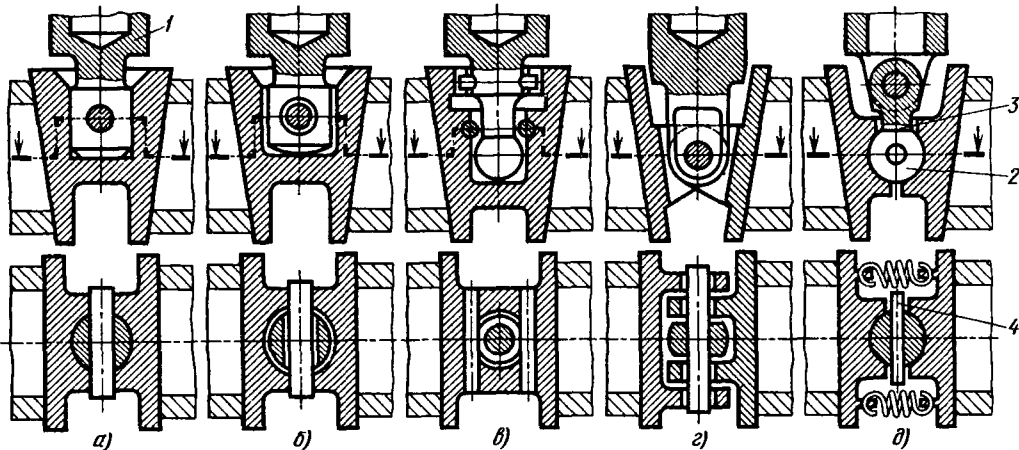


Рис. 313. Придание самоустанавливаемости (узел клиновой задвижки)

диальными и окружными зазорами и опоры на плавающие сферические шайбы *v*. Перемещение колес в радиальном направлении и их поворот вокруг центров сфер обеспечивают выравнивание нагрузок на зубья. Для сохранения правильности зацепления необходимо, чтобы поверхность сфер на участке расположения зубьев приблизительно следовала форме начального конуса шестерен.

В зажимном приспособлении 22 силу зажима воспринимает практически одна точка рифленой поверхности. Резьба зажимного болта подвергается изгибу.

Конструкция 23 освобождена во всех звеньях от перекосов. Изгиб болта предотвращен затяжкой гайки на сферическую шайбу. Установка болта на шарнире придает механизму дополнительное преимущество быстроты действия. Для удобства манипулирования введена пружина, предупреждающая спадение шайбы при откidyвании болта.

Приспособление 24 предназначено для зажима пакета заготовок с помощью рычага *w*, приводимого штоком *x* гидравлического цилиндра. Вследствие колебаний размеров заготовок неизбежен зажим в одной точке; при зажиме нижним краем упорной поверхности рычага (увеличенные осевые размеры пакета) возможно выворачивание заготовок. Установка упорного элемента на шарнире обеспечивает правильный зажим (конструкция 25).

На рис. 313 показан пример клиновой задвижки (шибера), перекрывающей соосные трубопроводы. При жестком креплении задвижки к приводному штоку 1 (рис. 313, а) плотное прилегание задвижки одновременно к обоим седлам практически недостижимо; самоустановка задвижки возможна только за

счет упругих деформаций и зазоров в системе. Введение цилиндрических или сферических шарниров, установленных с зазорами, исключает влияние неточности расположения штока относительно седел (рис. 313, б и в). Ошибки же изготовления наклонных поверхностей задвижки и седел, несоосность и поворот одного трубопровода относительно другого могут быть компенсированы только путем разделения задвижки на две независимые заслонки.

В конструкции 2 заслонки соединены со штоком и между собой осью с зазорами, позволяющими каждой заслонке самоустанавливаться относительно своего седла. В наиболее совершенной конструкции д заслонки стянуты пружинами на сферическом шарнире 2 штока и могут поворачиваться в любом направлении в пределах зазоров в ограничителях 3 и 4. Свобода поперечного смещения заслонок относительно штока обеспечивается шарниром.

В планетарной передаче (рис. 314, а) коронное зубчатое колесо 1 свободно установлено на сателлитах 2. Оно имеет шлицевое соединение с корпусом передачи. Зубчатое колесо 3 также установлено свободно на шлицах приводного вала. Оба колеса могут перемещаться (в пределах зазоров в шлицевых соединениях) в радиальных направлениях, что способствует выравниванию нагрузки на сателлиты.

В конструкции б самоустанавливаемость достигнута посадкой с зазором водила 4 на шлицах выходного вала, а в конструкции в — приданием упругости ободам зубчатых колес 5 и 6.

Конструкцию б с плавающим водилом применяют при малой частоте вращения водила. В противном случае возможно смещение води-

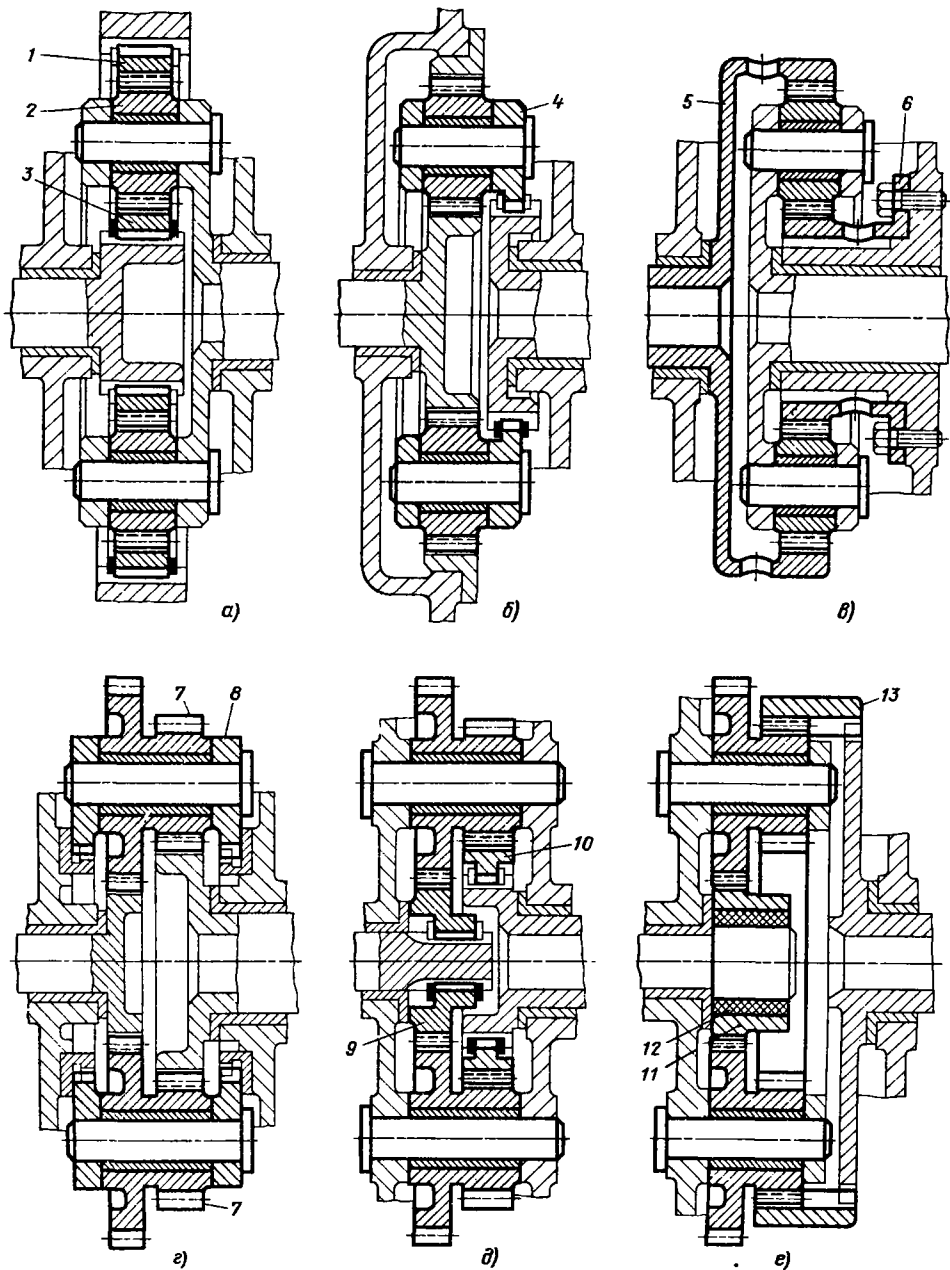


Рис. 314. Выравнивание нагрузки на зубья колес

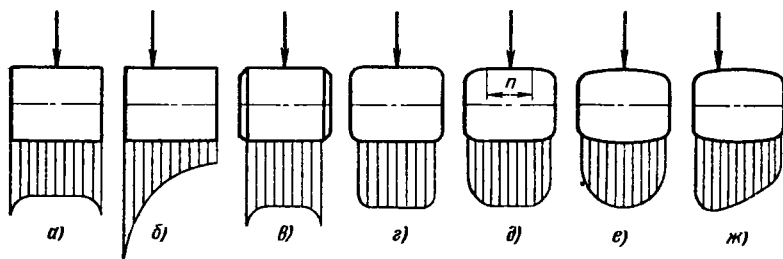


Рис. 315. Выравнивание нагрузки по длине роликов

ла в радиальном направлении под действием центробежных сил.

Самоустанавливаемость в многоступенчатых передачах можно обеспечить установкой промежуточных переборов 7 в клетке 8, зафиксированной от вращения шлицами на корпусе; посадкой ведущего 9 (рис. 314, г и д) и ведомого 10 зубчатых колес на свободных шлицах; соединением ведущего колеса 11 с приводным валом упругой втулкой 12 из эластомера и ведомого колеса 13 с конечным валом — шлицами (рис. 314, е).

БОМБИНИРОВАНИЕ

Поверхности, работающие под нагрузкой в условиях линейного или плоскостного контакта, целесообразно выполнять слегка выпуклыми, что обеспечивает центральное приложение нагрузки и устраняет повышенные кромочные давления, возникающие из-за неточностей изготовления и монтажа. Этот прием, называемый бомбинированием, широко применяют для деталей, работающих под высокой нагрузкой в условиях качения или скольжения.

Необходимую степень выпуклости определяют по упругой деформации поверхности под нагрузкой с учетом возможных в системе перекосов или чаще экспериментально. Изготавливают несколько пробных деталей с различной степенью выпуклости, испытывают их под рабочей нагрузкой и по следам износа

выбирают выпуклость, обеспечивающую наиболее благоприятное распределение нагрузки по поверхности. Обычно стрела выпуклости составляет несколько сотых миллиметра.

На рис. 315 показано применение этого принципа для ролика подшипника качения. У ролика с острыми кромками (а) возникают повышенные кромочные давления, особенно при перекосе и внецентренном приложении нагрузки (б). Снятие фасок на торцах (в) не исправляет положения; разница состоит в том, что крайняя нагрузка приходится на тупой, а не на острый угол кромки. Введение галтелей (г) снижает кромочные давления, но и здесь при внецентренном приложении нагрузки возникает пик давления, хотя и меньший, чем в предыдущих случаях. У частично бомбинированного ролика с цилиндрическим профилем на участке n и впадно скругленными торцами (д) эпюр давлений имеет еще более пологий характер. Полностью бомбинированная конструкция бочкообразного ролика (е) обеспечивает наиболее благоприятное распределение нагрузки при перекосах (ж).

На рис. 316 показан кулачковый привод цилиндрического толкателя. Острые кромки на поверхности контакта (а) недопустимы. По меньшей мере необходимо скругление торцов (б). В конструкции в кулачок бомбинирован. Технологически проще придать выпуклую форму рабочей поверхности толкателя (г).

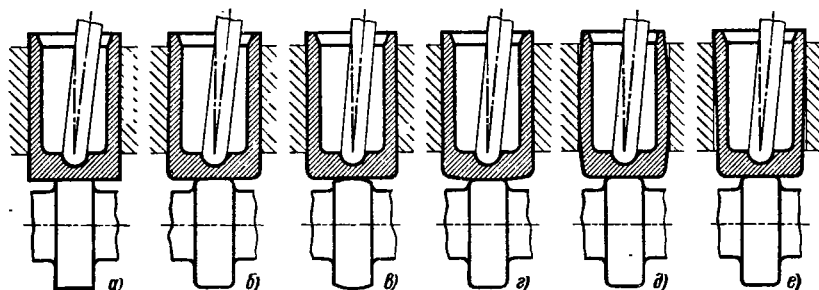


Рис. 316. Обеспечение самоустанавливаемости (узел привода толкателя)

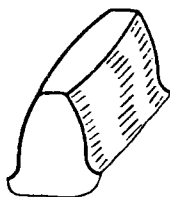


Рис. 317. Бочкообразный зуб

В конструкции δ бомбинирована направляющая поверхность толкателя. При внецентричном нагружении толкатель в известных пределах самоустанавливается с сохранением более или менее равномерного контакта на рабочих поверхностях. Другой способ обеспечения самоустанавливаемости заключается в придании направляющей поверхности толкателя небольшой конусности (е).

При бомбинировании зубьям обоих колес (или одного из парных колес) придают бочкообразную форму (рис. 317). При твердости зуба $HRC < 40 \div 45$ эту форму получают шевингованием на станке с качающимся столом. При шлифовании твердых зубьев тарельчатыми абразивными кругами (метод образующей рейки) такую поверхность можно получить перидическим сближением заготовки с абразивными кругами или покачиванием стола в плоскости передачи.

При бомбинировании плоских и цилиндрических поверхностей во избежание сложной профильной обработки применяют метод предварительной упругой деформации детали. На рис. 318. а—г показано применение этого способа для придания слабосферической формы рабочей поверхности тарелки толкателя. При чистой обработке стержень толкателя затягивают в цилиндрической оправке, в результате чего тарелка прогибается, принимая форму, показанную в увеличенном виде на рис. 318. б. После этого рабочую поверхность шлифуют по плоскости. При снятии оправки тарелка расправляется, принимая слегка выпуклую сферическую форму (рис. 318. г). Степень выпуклости регулируют силой затяжки толкателя в оправке. На

рис. 318, д—з показан аналогичный прием бомбинирования ролика.

Другой способ основан на приложении к готовой детали строго определенной нагрузки, вызывающей необходимые остаточные деформации.

ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ

Упругие деформации деталей существенно влияют на распределение нагрузки и напряжений в теле детали. Необходимо отчетливо представлять направление упругих деформаций и целесообразно их использовать для выравнивания нагрузок и снижения напряжений.

В качестве примера приведем узел шлицевого соединения приводного зубчатого колеса с валом (рис. 319, а). Диск колеса смещен по отношению к шлицам. Крутящий момент, передаваемый колесом, воспринимается преимущественно участком шлицевого соединения, расположенным в узле жесткости — в плоскости диска (распределение напряжений смятия на рабочих гранях шлицев представлено эпюром). При противоположном расположении колеса на шлицевом валу (рис. 319, б) крутящий момент вызывает закручивание последнего, в результате чего шлицы, расположенные слева от зубчатого колеса, смыкаются по длине со шлицами ступицы, в свою очередь вызывая скручивание ступицы, вследствие чего крутящий момент передается по длине соединения более равномерно. Система до известной степени обладает свойством саморегулирования: чем больше крутящий момент и закручивание вала, тем равномернее становится нагрузка на шлицы.

В соединении с натягом (рис. 319, в) давление на контактной поверхности сосредоточивается преимущественно в узле жесткости — в плоскости диска насадной детали. При центральном расположении диска и утонении ступицы к горшам распределение давления становится более равномерным (рис. 319, г). Другой пример использования упругости для равномерного

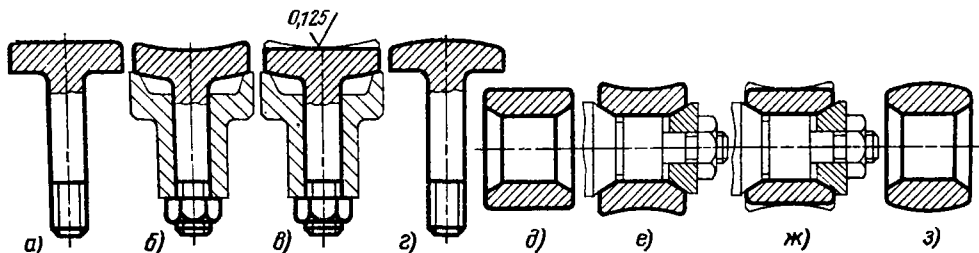


Рис. 318. Технологические способы бомбинирования

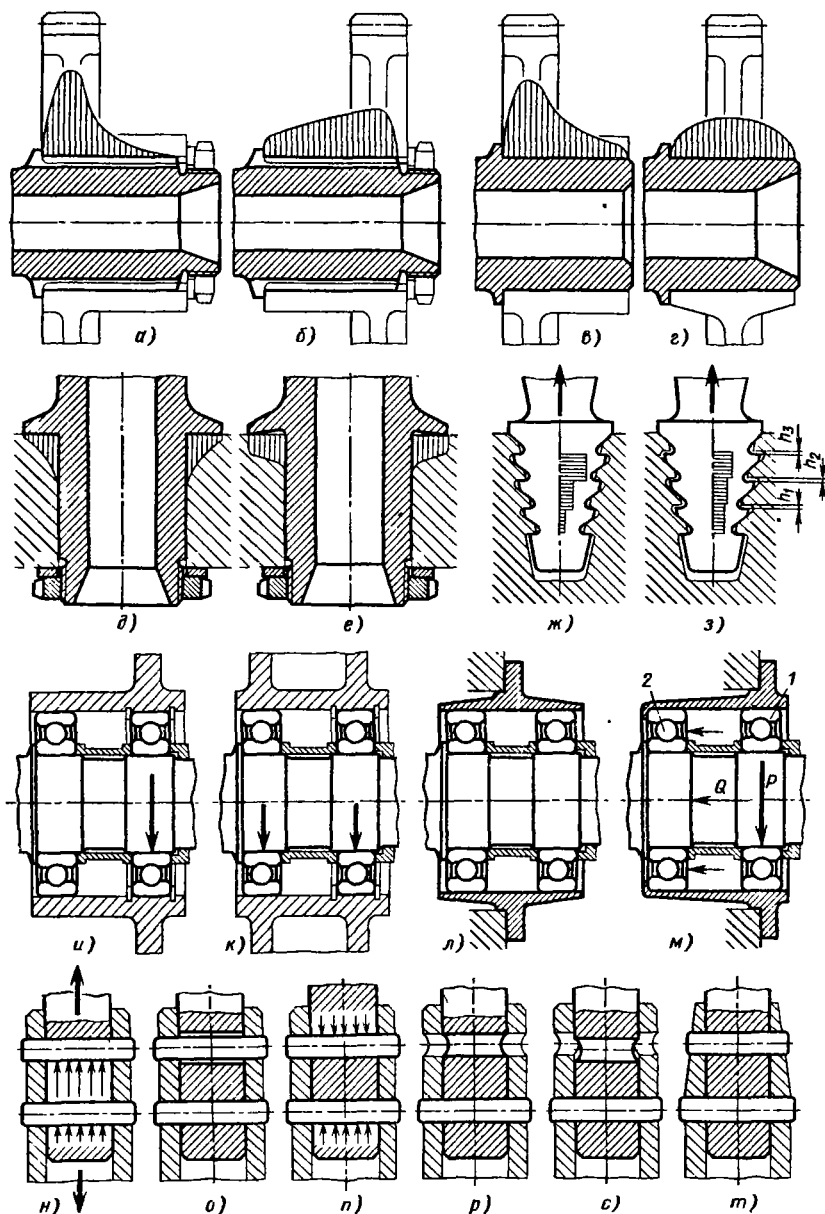


Рис. 319. Влияние уругости на распределение нагрузки

го распределения сил — узел заделки колонны. При обычной конструкции (рис. 319, д) основная нагрузка приходится на узел жесткости — участки перехода фланца в тело колонны.

Если опорную поверхность фланца выполнить слегка конической (рис. 319, е), то при затяжке фланец касается привалочной поверх-

ности сначала периферией, затем, упруго деформируясь по мере увеличения силы затяжки, ложится на поверхность всей плоскостью. Результатом является более равномерное распределение сил по опорной поверхности, а также увеличение жесткости и устойчивости крепления.

В узле крепления турбинной лопатки в ро-

торе на елочном замке (рис. 319, ж) рабочие поверхности трапециевидных зубьев лопатки, воспринимающие центробежную силу P , в исходном положении соприкасаются с упорными поверхностями пазов ротора. С приложением нагрузки хвостовая часть лопаток растягивается; тело ротора, обладающее большей жесткостью, деформируется в меньшей степени. Вследствие этого нагрузку воспринимают преимущественно первые зубья (см. эпюру).

В конструкции з зубья выполнены по отношению к пазам с зазорами h_1, h_2, h_3 , последовательно возрастающими от хвостовика к основанию. При растяжении лопатки рабочие поверхности зубьев смыкаются с упорными поверхностями пазов ротора, нагрузка между зубьями распределяется более равномерно, отчего соединение становится прочнее. Практически в конструкции елочных соединений учитывают еще тепловые деформации, вызванные неравномерным нагревом лопаток и межлопаточных участков ротора, а также ползучесть материала хвостовика.

Упругость систем необходимо учитывать при конструировании подшипниковых узлов. В конструкции и парной установки подшипников наибольшую часть нагрузки несет подшипник, расположенный в узле жесткости (плоскость стенок корпуса). Второй подшипник, установленный на ступице, нагружен незначительно вследствие податливости ступицы. Нагрузку на подшипники можно выравнять, увеличив несущую способность узла, если усилить ступицу второй перегородкой (конструкция к).

В конструкции л подшипники установлены в стальной тонкостенной втулке, благодаря упругости которой система приспособляется к перекосам вала, т. е. приближается к системе установки подшипников в сферической опоре.

Маневрируя упругостью, можно достичь ра-

ционального распределения нагрузки между подшипниками. В подшипниковом узле, нагруженном радиальной силой P и односторонней осевой нагрузкой Q (вид м), целесообразно разделить функции подшипников: один нагрузить только радиальной силой, второй — только осевой. Это достигается установкой подшипников в консольной втулке. Подшипник 1 воспринимает радиальную нагрузку; подшипник 2 — только осевую нагрузку.

На рис. 319, н—т приведен пример упрочнения узла штифтового соединения стержня с трубой. Вследствие того что труба значительно жестче стержня, нагрузка воспринимается преимущественно верхним штифтом. Простейший способ выравнять нагрузку заключается в том, чтобы несколько увеличить диаметр отверстия в стержне под верхний штифт. Вначале нагружается только нижний штифт. Растягиваясь, стержень касается верхнего штифта, передавая на него нагрузку. Другой способ заключается в создании предварительного напряженного состояния системы, для того чтобы при сборке нагрузить штифты силами, противоположными направлению рабочей силы. Этого можно достичь, например, следующим приемом: производить совместную обработку отверстий в стержне и трубе, а также установку штифтов с предварительным подогревом стержня. После охлаждения стержень укорачивается, и в системе возникают предварительные напряжения. Выравнить нагрузку на штифты можно также уменьшением жесткости трубы на участке между верхним и нижним штифтами (рис. 319, т).

СОПРЯЖЕНИЕ ПО НЕСКОЛЬКИМ ПОВЕРХНОСТЯМ

Следует избегать сопряжения деталей по нескольким поверхностям (рис. 320, а и в). Deta-

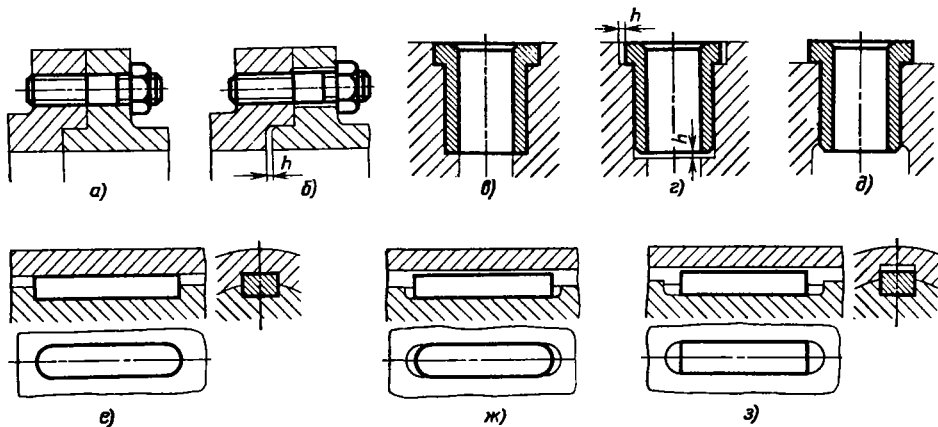


Рис. 320. Сопряжение поверхностей

ли следует сопрягать только по одной поверхности, предусматривая на остальных поверхностях зазоры (рис. 320, б, г и д), достаточные для того, чтобы исключить их соприкосновение при всех возможных неточностях изготовления, упругих деформациях, тепловых расширениях системы или при сжатии уплотняющих прокладок.

Грубые ошибки, подобные приведенным на рис. 320, а и в, допускают только начинающие конструкторы. Чаще встречаются ошибки, заключающиеся во введении излишней подгонки, излишнего центрирования и т. п. Например, подгонка призматической закладной шпонки к шпоночной канавке по всему контуру (рис. 320, е) намного осложняет производство. Правильно подгонять шпонку только по рабочим граням, оставляя зазоры по торцам шпонки и между верхней плоскостью шпонки и дном канавки (рис. 320, ж и з).

ЗАТЯЖКА ПО ДВУМ ПОВЕРХНОСТЯМ

Затяжка по двум поверхностям иногда неизбежна по конструктивным условиям. Например, одновременная равномерная затяжка всех поверхностей трех фланцев 1 (рис. 321) требует совместной обработки торцов, подгонки или очень точного изготовления. Если фланец 2 выступает из гнезда, то притягиваемая деталь подвергается изгибу. Если фланец утоплен в гнезде, то теряется осевая фиксация фланца 3.

Введение упругих прокладок 4—6 улучшает конструкцию. В частности, эта мера обеспечивает герметичность соединения, если прокладка достаточно толста и упруга, а также пере-

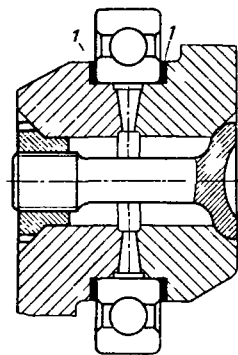


Рис. 322. Составная шейка коленчатого вала

крывает несовпадение уплотняемых поверхностей. С целью обеспечения герметичности и точной осевой фиксации фланца устанавливают прокладки из мягкого металла (красной меди, свинца, алюминия) толщиной, превышающей глубину гнезда под прокладку. При затяжке металл прокладки пластически деформируется, уплотняя соединение и фиксируя фланец 7. Для истечения избытка металла должен быть предусмотрен свободный объем. Напряжения смятия, возникающие в прокладке под действием рабочих осевых сил, должны быть меньше предела текучести материала прокладок. Иначе возможна потеря точности осевой фиксации.

В случае применения более твердых металлов (латуни, бронзы, низкоуглеродистой отожженной стали), для обеспечения пластической деформации уменьшают размеры прокладок 8 и 9, их делают гребенчатыми 10, 11 или гофрированными 12.

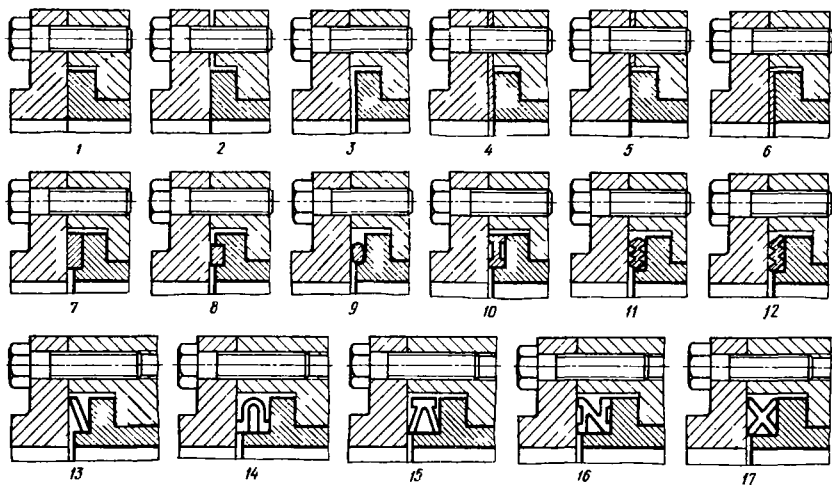


Рис. 321. Затяжка по двум поверхностям

Деформируемые прокладки необходимо сменять при каждой переборке. Для многократного применения используют пружинные прокладки: конические 13, U-образные 14, V-образные 15, N-образные 16 и X-образные 17. Герметичность обеспечивают цинкованием, кадмированием и серебрением прокладок. Сила затяжки пружин должна быть больше действующей на фланец рабочих нагрузок.

На рис. 322 показан составной коленчатый вал, соединяемый по коренной шейке на горловых шлицах треугольного профиля с одно-временной затяжкой подшипника качения. Силовая затяжка шлицев и плотная затяжка внутренней обоймы (кольца) подшипника обеспечены введением деформируемых металлических колец 1 с обеих сторон обоймы.

ОСЕВАЯ ФИКСАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ

Детали следует фиксировать в осевом направлении только в одной точке, преисусматривая возможность самоустановки детали по остальной ее длине. Если, например, палец зафиксирован врезными винтами в двух опорах (рис. 323, а), то при тепловом изменении разме-

ров в узле возникают лишние напряжения. В правильной конструкции б закреплен только один конец пальца: противоположный конец может перемещаться в опоре. В ошибочной конструкции в зубчатой передаче с шевронным зубом колеса зафиксированы в осевом направлении дважды — зубом и упором в торцы подшипников. Добиться совпадения фиксирующих баз практически невозможно. Ошибку можно исправить, предусмотрев зазоры δ , допускающие самоустановку одного из пары колес по зубу (конструкция г).

В узле установки вала зубчатого колеса в подшипниках скольжения вал зафиксирован в двух точках, находящихся на большом расстоянии одна от другой (конструкция д). Точная фиксация в данном случае невозможна, так как во избежание заклинивания опорных поверхностей при тепловом расширении корпуса, а также с учетом неточностей изготовления и монтажа необходим большой зазор между фиксирующими поверхностями.

Несколько улучшает конструкцию сближенные фиксирующие поверхности (конструкция е). В правильных конструкциях ж, з вал зафиксирован на коротком участке; противо-

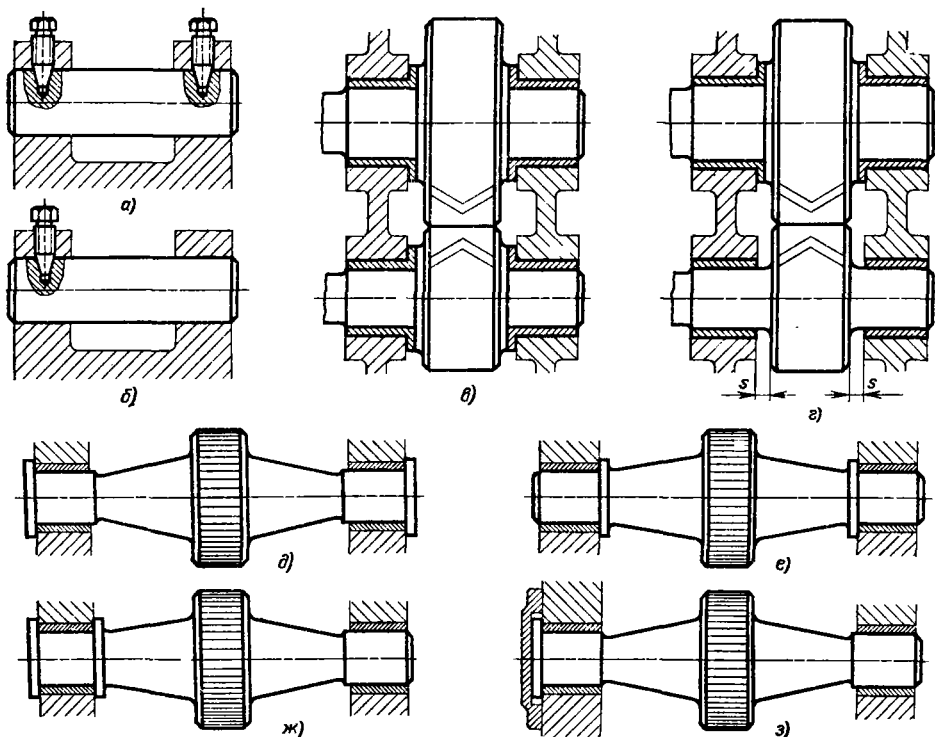


Рис. 323. Осевая фиксация деталей

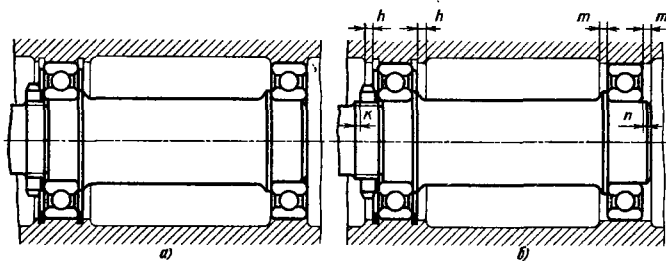


Рис. 324. Запасы на посадочных поверхностях

положный конец вала самоустанавливается в опоре.

На свободных участках деталей следует предусматривать зазоры на самоустановку и производственные отклонения размеров.

Разберем случай установки вала в корпусе на подшипниках качения.

В конструкции на рис. 324, *a* осевые размеры, определяющие взаимное положение вала, подшипников и корпуса, даны по номиналу. В конструкции *b* предусмотрены зазоры: *m* — на посадочной поверхности корпуса под «плавающий» подшипник; *h* — на посадочной поверхности корпуса относительно фиксирующих кольцевых стопоров; *k* — в резьбе под гайку; *n* — на посадочной поверхности вала под «плавающий» подшипник.

Запасы устанавливают расчетом размерных цепей и тепловых деформаций системы. Наибольшие зазоры следует предусматривать на участках сопряжения с черными литыми поверхностями, где колебания размеров особенно велики (для отливок средних размеров и средней точности литья зазоры назначают в пределах 3–4 мм).

ВЕДЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПО НАПРАВЛЯЮЩИМ

Детали, совершающие прямолинейное поступательно-возвратное движение по двум направляющим, следует фиксировать на одной направляющей; вторая направляющая должна только поддерживать деталь (рис. 325, *b* и *г*). Одновременное двойное направление (рис. 325, *a, в*) предъявляет повышенные требования к точности изготовления направляющих и пазов. При переменах температурного режима направление может нарушиться, вследствие чего деталь заклинивается в направляющих.

Если применение двух ведущих направляющих неизбежно, то следует всемерно облегчать изготовление. В конструкции с двумя направляющими штоками (рис. 326, *a*) необходимость выдерживать точное межосевое расстояние между гнездами штоков в ведомой детали и направляющими отверстиями можно устранить, если предусмотреть в гнездах зазор *e* (рис. 326, *б*) и затягивать штоки в гнездах, предварительно центрируя их по направляющим отверстиям. Другой способ заключается

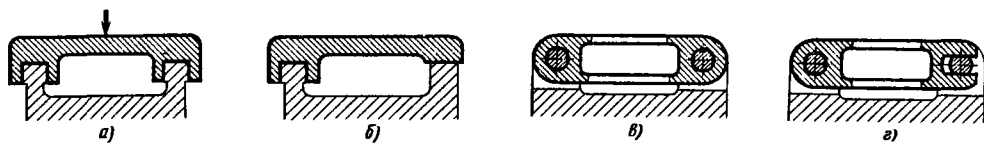


Рис. 325. Направление деталей:
a, в — неправильное; *б, г* — правильное

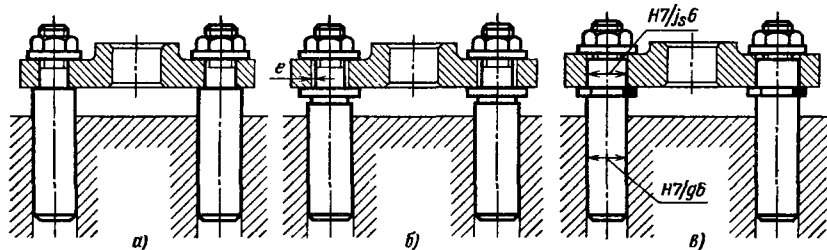


Рис. 326. Направление по двум отверстиям

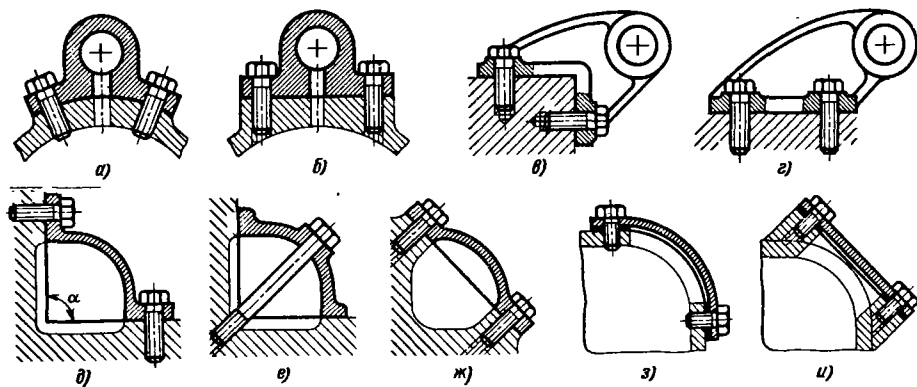


Рис. 327. Крепление по фигурным поверхностям

в совместной обработке гнезд штоков и направляющих отверстий. В этом случае диаметры направляющих отверстий и гнезд должны быть одинаковыми (рис. 326, в). Однако требуется обработка штоков под разные посадки — с зазором — в направляющих отверстиях и с минимальным натягом — в отверстиях гнезд.

ПРИВАЛОЧНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

Привалочные поверхности под съемные детали следует выполнять плоскими. Следует избегать крепления на цилиндрической поверхности (рис. 327, а). Изготовление таких соединений очень трудоемко. Привалочная поверхность отъемной детали должна быть обработана в приспособлении, обеспечивающем равенство диаметров привалочных поверхностей детали и корпуса. Равномерная затяжка болтов, расположенных под углом, затруднительна. Правильная конструкция с плоской привалочной поверхностью показана на рис. 327, б.

При креплении на поверхностях, расположенных под углом, требуется точно выдерживать равенство углов привалочных поверхностей детали и корпуса, чтобы исключить деформацию детали при затяжке (рис. 327, в). Крепежные болты необходимо затягивать попеременно и каждый раз на небольшую величину, чтобы обеспечить плотное прилегание детали к обеим привалочным поверхностям. Предпочтительнее конструкция с плоским креплением (рис. 327, г).

Правило крепления по плоскости имеет особое значение для герметичных соединений. На уплотняющих поверхностях не должно быть ступенек, внутренних и наружных углов. Недопустима подгонка по криволинейным поверхностям. В конструкции д крышки, закрываю-

щей угловую полость, допущены две ошибки. Во-первых, невозможно уплотнить торцовые стенки полости на входящем углу α , во-вторых, нельзя правильно затянуть крышку (затяжка одного ряда болтов мешает затяжке другого ряда). Вторая из этих ошибок устранена в конструкции е, где крышка притянута одним рядом диагональных болтов. Такой способ нередко применяют для крепления щитков над полостями, не нуждающимися в герметичности, или для закрытия сквозных туннелей. Если требуется герметичность, то единственно правильным решением является сопряжение крышки по плоской поверхности (рис. 327, ж).

Ошибочна конструкция крышки, закрывающей люк на углу сварного корпуса из листовой стали (рис. 327, з). Обеспечить плотную затяжку по криволинейной поверхности даже при наличии толстой прокладки практически невозможно. В правильной конструкции и люк усилен рамкой, образующей плоскую уплотнительную поверхность.

СТЫКОВАНИЕ ПО СКРЕЩИВАЮЩИМСЯ ПЛОСКОСТЯМ

Стыкование детали по скрещивающимся плоскостям усложняет изготовление и затрудняет уплотнение стыков. Пример нетехнологичного соединения приведен на рис. 328, а. Боковая крышка 1 установлена на стыке корпуса и верхней крышки. Конструкция требует обработки привалочной поверхности в сборе корпуса и крышки. Для обеспечения герметичности стыка необходима установка толстой упругой прокладки. В целесообразной конструкции б стык корпуса и крышки вынесен за пределы расположения крышки.

Нетехнологична конструкция в корпуса, состоящего из двух половин, разнимающихся в

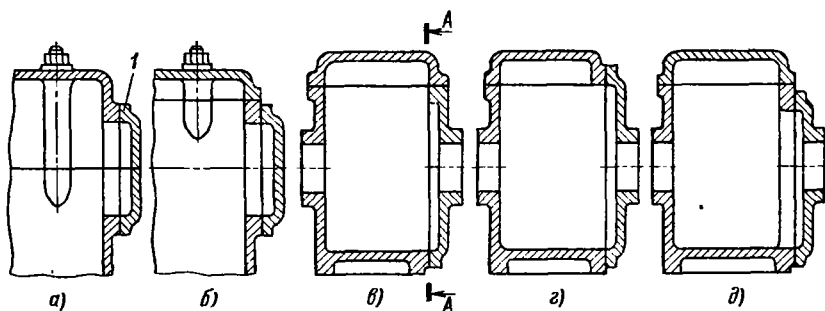


Рис. 328. Стыковка по скрещивающимся плоскостям

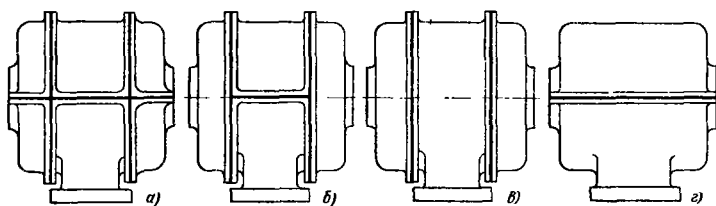


Рис. 329. Схемы разъема корпусов

вертикальной плоскости А—А. Верхняя крышка установлена на стыке половин. Еще хуже конструкция *з*, в которой крышка стыкуется с половинами корпуса по двум взаимно перпендикулярным плоскостям. В правильной конструкции *д* привалочные плоскости обособлены.

Конструкция корпуса роторной машины с разъемом его и боковых крышек в горизонтальной плоскости (рис. 329, *а*) имеет два скрещивающихся стыка, уплотнить которые затруднительно. Лучше, когда крышки целые и стыкуются с разъемным корпусом (рис. 329, *б*). Наиболее правильные конструкции *в* и *г*, в которых корпус и крышка стыкуются по вертикальным плоскостям (осевая сборка) или с разъемом корпуса в горизонтальной плоскости (радиальная сборка).

СМЕННОСТЬ ИЗНАШИВАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ

Трущиеся и подверженные износу части целесообразно выполнять в виде отдельных легкосменяемых деталей. Для изготовления деталей в этом случае можно применять материалы со специальными свойствами, какими не обладает основной материал детали.

Ошибочна установка клапана двигателя внутреннего сгорания непосредственно в чугунной головке (рис. 330, *а*). Целесообразно установить клапан в направляющей втулке, выполненной из материала повышенной износостойкости, и ввести съемное седло из материала высокой жаропрочности (рис. 330, *б*).

На рис. 330, *в* показана неправильная конструкция уплотнения с разрезными пружинными кольцами, установленными в канавках на валу и работающими наружными цилиндрическими поверхностями по корпусу. При износе канавок и отверстия приходится выбрасывать дорогостоящие детали (вал и корпус). В правильной конструкции *г* кольца смонтированы в съемной втулке и работают по гильзе из материала повышенной твердости.

При установке подшипника качения в корпусной детали *д* из легкого сплава посадочное отверстие быстро сминается в эксплуатации. Увеличение размера отверстия при механической обработке выводит в брак всю корпусную деталь. В правильной конструкции *е* подшипник установлен на промежуточной втулке из твердого материала, что уменьшает износ посадочного отверстия и допускает исправление брака механической обработки корпуса.

На рис. 330, *ж* приведен пример Т-образного паза, проделанного в корпусе чугунной станины. Для удобства обработки, увеличения долговечности и возможности замены выгонное направляющую выполнить отдельно из твердого материала и укрепить на станине, зафиксировав ее, например, пазом (рис. 330, *з*).

В стальной тяге (рис. 330, *и*) с внутренней резьбой под ходовой винт для надежности действия резьбовой пары целесообразно ввести бронзовую втулку (рис. 330, *к*), обладающую антифрикционными свойствами и легко сменяемую в случае износа.

Конструкция *л* блочного двигателя водяного охлаждения с цилиндрами, выполненными как одно целое с отливкой блока, нецелесообраз-

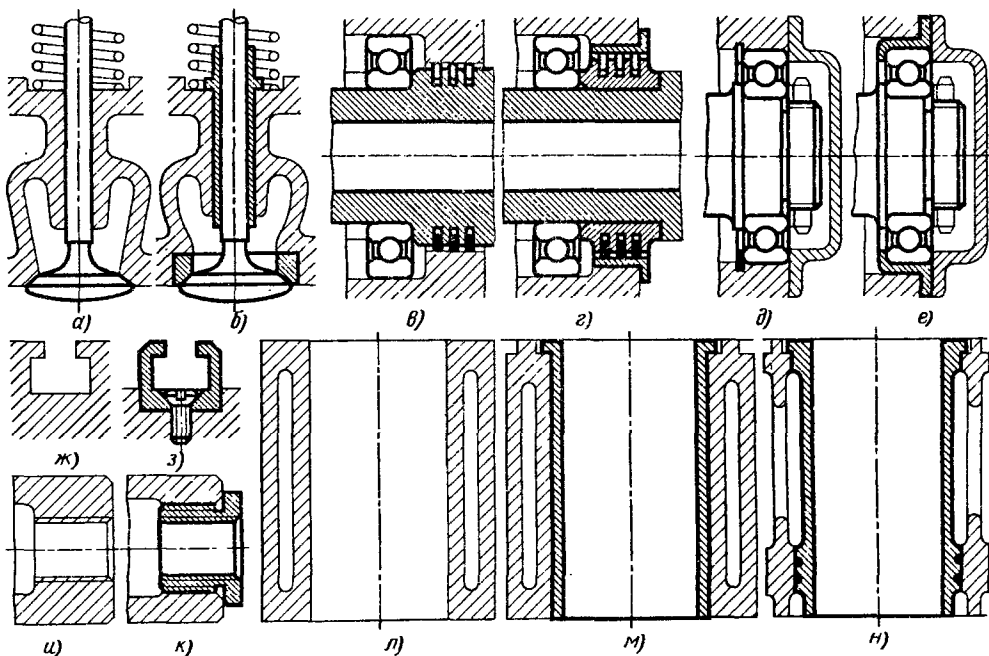


Рис. 330. Сменные детали

на. Получить качественную поверхность зеркала цилиндров в большой отливке затруднительно. На стенках цилиндров возможны дефекты (раковины, пористость, сып.), вскрываемые иногда лишь на заключительных операциях механической обработки. Брак одного цилиндра влечет за собой непоправимый или трудно исправимый брак всего блока. Повышенный износ одного из цилиндров в эксплуатации выводит из строя всю дорогостоящую деталь.

Правильное решение заключается в применении вставных гильз (рис. 330, м). Наиболее целесообразна конструкция *н* с «мокрыми» гильзами (непосредственно омываемыми водой). Эта система дает существенные дополнительные выгоды — упрощение отливки, уменьшение массы блока, улучшение охлаждения цилиндров.

ТОЧНОСТЬ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Детали, нуждающиеся в точной взаимной фиксации, предпочтительно устанавливать в одном корпусе при минимальном числе переходных сопряжений и посадок. В качестве примера приведем узел редукционного клапана (рис. 331, а). Наиболее важное, определяющее надежность работы узла сопряжение конической фаски клапана с гнездом осуществляется

через ряд переходных сопряжений, каждое из которых является источником неточностей. Эти сопряжения следующие:

посадка Н7/г6 между штоком 1 клапана и направляющей втулкой 2;

посадка Н7/г6 между втулкой 2 и крышкой 3;

посадка Н7/п6 между крышкой 3 и корпусом 4;

посадка Н7/г6 между седлом 5 клапана и корпусом 4.

Конструкция требует соблюдения строгой соосности следующих элементов:

в клапане — направляющей поверхности клапана и фаски тарелки;

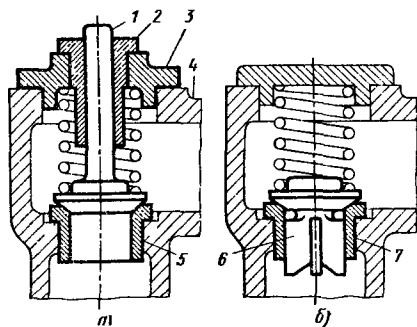


Рис. 331. Редукционный клапан

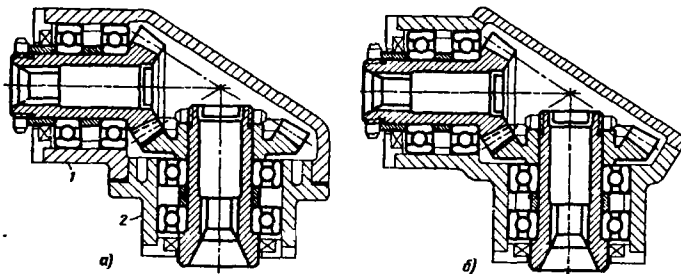


Рис. 332. Угловая передача

во втулке — отверстия и посадочной поверхности;

в крышке — отверстия и центрирующего буртика;

в корпусе — центрирующего отверстия под крышку и отверстия под седло;

в седле — фаски и посадочной поверхности.

При притирке по седлу клапан центрируется в направляющей втулке 2. Достигнутая герметичность нарушается при переборках в результате смещения крышки 3 относительно корпуса 4.

В рациональной конструкции б клапан центрирован непосредственно в седле. Точность направления клапана определяется только одним сопряжением — посадкой Н7/г6 между направляющим хвостовиком 6 клапана и седлом 7. Для обеспечения правильной работы необходимо соосность только следующих элементов:

в клапане — направляющей поверхности хвостовика и фаски;

в седле — фаски и посадочной поверхности.

Все остальные элементы узла можно выполнить с пониженной точностью. При притирке клапан центрируется в седле; переборки узла не влияют на достигнутую герметичность.

Изготовление угловой передачи с колесами, смонтированными в разных корпусах 1 и 2 (рис. 332, а), затруднительно. Стыковые поверхности корпусов должны быть обработаны строго параллельно оси малого колеса и перпендикулярно к оси большого. Тем не менее точность установки нарушается при натяжке прокладок на стыке. Другим недостатком является невозможность осмотра колес в сборе. Осевое их положение можно отрегулировать только по краске с несколькими повторными пробками, каждый раз с демонтажем большого колеса.

Точность регулировки нарушается при переборках в результате неодинаковой затяжки прокладки.

При установке колес в одном корпусе (рис. 332, б) точность их расположения не нарушается при монтаже и переборках. Колеса доступны для проверки в сборе. Регулировка зацепления упрощается.

РАЗГРУЗКА ТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Точные подвижные соединения и механизмы следует разгружать от лишних сил, могущих вызвать повышенный износ или нарушить правильную работу механизма. Рабочие поверхности следует оберегать от действия побочных сил и неосторожного обращения в эксплуатации.

В коническом пробковом кране с рукояткой, установленной непосредственно на хвостовике пробки (рис. 333, а), силу поворота воспринимают притертые поверхности крана; случайные удары по рукоятке могут повредить уплотняющие поверхности. Неумелый оператор может при повороте крана оттянуть рукоятку на себя и нарушить герметичность посадки. Самоцентрирование пробки в коническом гнезде затруднено одновременным центрированием хвостовика в крышке крана.

В конструкции б приводной валик с рукояткой установлен в отдельном корпусе и связан с пробкой шлицами. Пробка разгружена от действия внешних сил и имеет возможность самоцентрироваться в гнезде.

В конструкцию введено дополнительное усовершенствование — регулировка осевого положения пробки нажимным винтом 1. При первоначальной установке винт отвертывают, и пробка под действием пружины плотно садится в гнездо. Затем винт подвертывают, слегка приподнимая пробку. Герметичность при этом почти не нарушается, зато поворот крана значительно облегчается. По мере износа пробки регулировку повторяют.

В плоском торцовом золотнике в можно неосторожным нажимом на рукоятку отодвинуть золотник от уплотняемой поверхности и нарушить герметичность. Разобшение при-

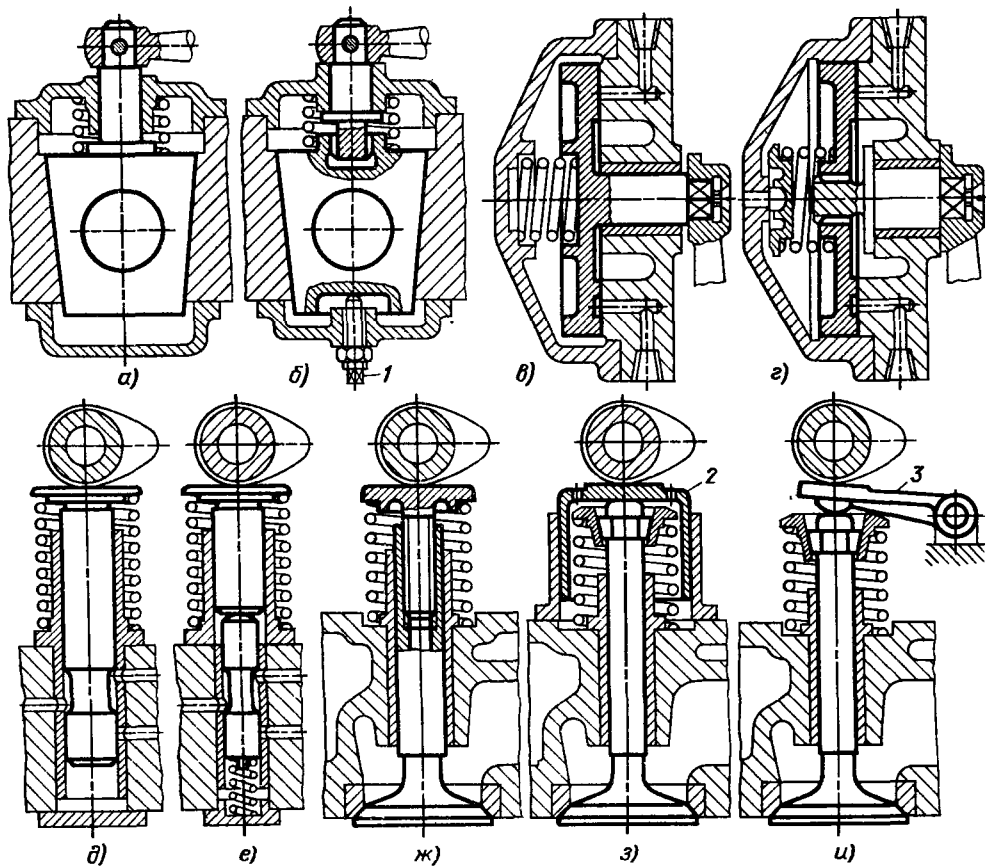


Рис. 333. Разгрузка механизмов от побочных сил

водного валика и золотника z устраняет этот недостаток.

В узле распределительного золотника d , приводимого в движение кулачком, силы привода от кулачка воспринимают точные притертые поверхности золотника. В эксплуатации эти поверхности изнашиваются. В целесообразной конструкции e силы привода воспринимает отдельный толкатель. Золотник разгружен от поперечных сил. Дополнительное усовершенствование — установка нажимной пружины на сферическом шарнире — уменьшает силу поворота золотника и способствует равномерному распределению нажимной силы на уплотняющую поверхность.

В конструкции $ж$ привода клапана двигателя внутреннего сгорания кулачок действует непосредственно на тарелку, ввернутую в полый шток клапана. При открытии клапана, когда кулачок набегае на тарелку, клапан перекашивается (в пределах зазора в направ-

ляющей); уплотняющая фаска головки, отходя от седла, приоткрывает узкую серповидную щель. Это особенно опасно для выпускных клапанов; струя горячих газов, устремляясь в щель, вызывает одностороннюю эрозию и обгорание клапана. При закрытии клапана, когда кулачок сбегает с тарелки, клапан садится на седло боком. Происходит односторонний износ уплотняющей фаски клапана и седла.

В конструкции $з$ поперечные составляющие сил воспринимает промежуточный стакан 2 . На клапан действует только осевая, центрально приложенная сила. Увеличение масс поступательно-возвратно движущихся частей в этой конструкции ограничивает быстроходность двигателя. Этот недостаток устранен в конструкции $и$, где клапан приводится через промежуточный рычаг 3 . Клапан не полностью (как в конструкции $з$), но в значительной мере разгружен от поперечных сил.

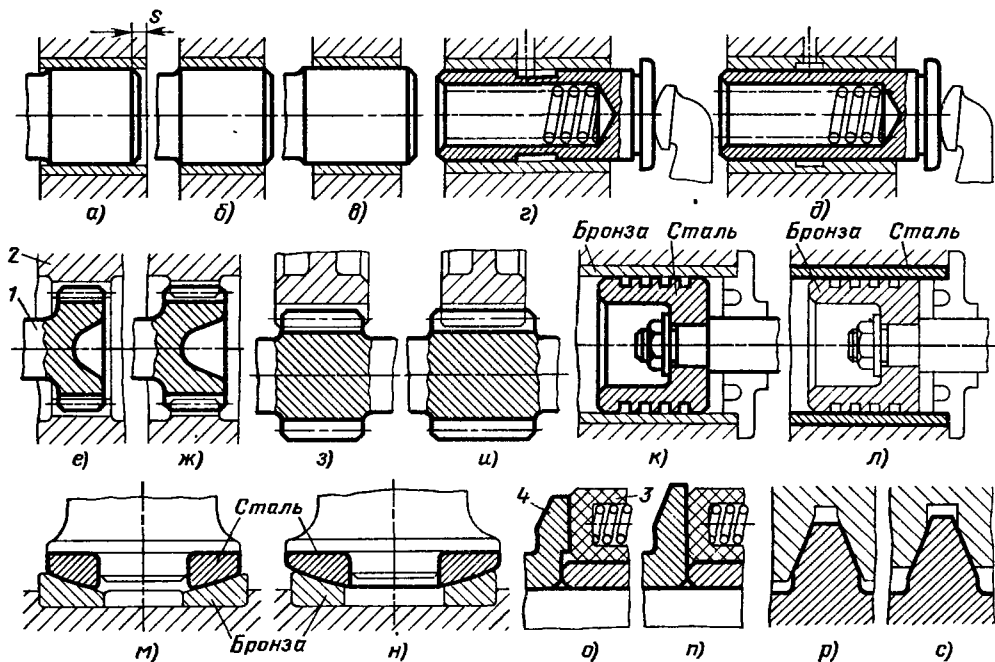


Рис. 334. Сочетание деталей из материалов различной твердости

СОПРЯЖЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ТВЕРДЫХ И МЯГКИХ МАТЕРИАЛОВ

В соединениях деталей из твердых и мягких материалов поверхность детали из более твердого и износостойкого материала должна перекрывать поверхность детали из мягкого и легко изнашивающегося материала. При соблюдении этого правила мягкая деталь изнашивается равномерно. В противном случае на мягкой поверхности появляется ступенчатая выработка, нарушающая работу узла.

В конструкции концевой цапфы, опертной в бронзовой втулке (рис. 334, а), торец цапфы не доходит до торца втулки; при износе на участке s втулки появляется ступенька, мешающая цапфе самоустанавливаться в осевом направлении. Неправильно также выполнять осевые размеры по номиналу: производственные ошибки, неточность монтажа, а также тепловые деформации системы могут вызвать смещение торца цапфы b внутрь подшипника с тем же конечным результатом, что и в предыдущем случае. В правильной конструкции в цапфа выпущена из втулки с запасом, обеспечивающим перекрытие цапфой подшипника при всех возможных колебаниях осевых размеров системы.

В узле 2 толкателя, движущегося поступательно-возвратно во втулке, маслораспределительная канавка сделана на стержне толкателя. Целесообразное расположение канавки во втулке, обеспечивающее равномерный износ стержня и втулки (конструкция д).

На рис. 334, е показано соединение шлицованного торсиона 1 с валом 2. Ошибка заключается в том, что протяженность шлицев торсиона, выполненного из закаленной стали, меньше, чем шлицев нормализованного вала. С течением времени шлицы торсиона вырабатывают ступеньки на шлицах вала. В правильной конструкции ж шлицы торсиона перекрывают шлицы вала.

В зубчатых передачах зубья шестерни, изготавливаемой, как правило, из более твердого материала, чем колесо, должны перекрывать зубья колеса (рис. 334, и). В противном случае на зубьях колеса появляется ступенчатая выработка (рис. 334, з), нарушающая правильную работу передачи при смещении зубчатых колес друг относительно друга (например, при тепловых деформациях системы и т. д.).

На рис. 334, к, л показано соответственно правильное и правильное выполнение цилиндрического узла. В самоустанавливаемом сферическом подпятнике (рис. 334, м) диаметр поверхности трения стального диска меньше диаметра поверхности трения бронзовой опоры, вследствие чего диск вырабатывает на опоре ступеньки, мешающие самоустановке

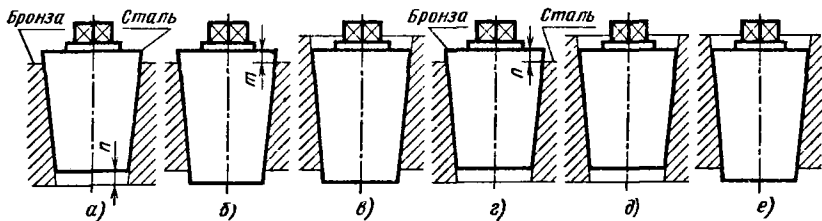


Рис. 335. Пробковые краны

вала. Правильная конструкция представлена на рис. 334, н.

В торцовом уплотнении *о* неподвижная герметизирующая втулка *з* прижимается пружинами к стальному закаленному диску *4*, вращающемуся с валом. Так как поверхность диска меньше поверхности втулки, последняя изнашивается неравномерно. В правильной конструкции *л* диск перекрывает втулку.

Каретки, перемещающиеся по направляющему, целесообразно выполнять из более мягкого материала, чем направляющие. Рабочая поверхность направляющих должна перекрывать рабочую поверхность пазов (рис. 334, с). При противоположном расположении (рис. 334, р) затрудняется приработка пазов к направляющим.

На рис. 335, а–в показан кран с конической пробкой из твердого материала, установленной в корпусе из мягкого металла. Конструкция *а*, в которой пробка клапана поше конического гнезда в корпусе, неверна. При притирке на участке *к* гнезда образуется ступенька, мешающая углублению пробки в гнездо. То же происходит при износе в эксплуатации.

В улучшенной конструкции *б* конец пробки выпущен из гнезда, что обеспечивает равномерный износ последнего. Не исключена, однако, возможность образования незначительной ступеньки на участке *т* пробки. Наиболее правильна конструкция *в*, где пробка

утоплена в гнезде. Износ гнезда и пробки не препятствует углублению пробки. Конструкция обладает свойством самопритираемости в эксплуатации.

Для противоположного сочетания (пробка из мягкого металла, корпус из твердого) справедливы те же соображения. В конструкции *г* при притирке и износе на участке *л* образуется ступенька, препятствующая углублению пробки. Этот недостаток можно устранить, если пробку утопить в гнезде (рис. 335, д). В конструкции *е* полностью устранена возможность образования ступенек как на пробке, так и в гнезде. Отсюда вытекает общее правило для всех случаев сочетания материала пробки и корпуса, в том числе и для случая, когда они выполнены из материалов одинаковой твердости: *верхний торец пробки должен утопиться в гнезде, а нижний выступать из гнезда*.

Это правило справедливо и для неподвижных конусных соединений. Посадка ступицы из мягкого материала на конус стального вала (рис. 336, а) не правильна. Передний, ближайший к гайке торец ступицы выступает за конус вала. При притирке ступицы по конусу, а также при смятии отверстия в эксплуатации на участке *h* образуется ступенька, препятствующая перемещению ступицы по валу при повторных затяжках. В правильной конструкции *б* конус вала выходит из отверстия ступицы: изменение размеров отверстия при притирке и деформациях смятия не мешает правильной затяжке.

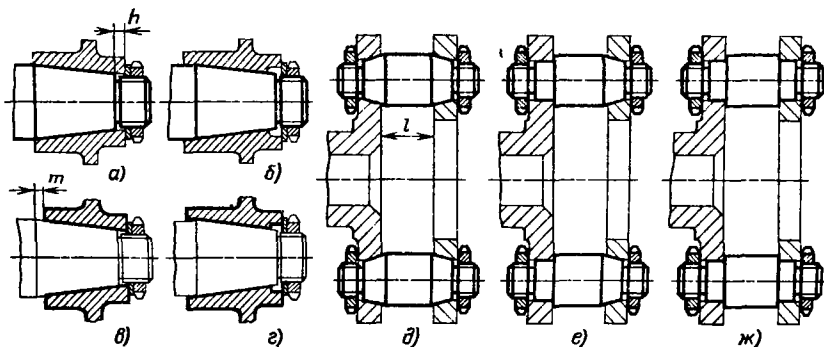


Рис. 336. Затяжка конусных соединений

Если материал ступицы тверже материала вала (что практически встречается редко), то невыгоден случай, когда задний торец ступицы не доходит до окончания конуса (рис. 336, в), во время притирки и затяжки образуется ступенька на участке m вала. В правильной конструкции z торец ступицы перекрывает конус.

Посадки на конусах не обеспечивают точной продольной фиксации. Взаимное положение деталей зависит от точности изготовления конусов на валу и детали, от силы затяжки и меняется при переборках в результате смятия и износа сопрягающихся поверхностей. По этой причине соединения на конусах нельзя применять в случаях, когда требуется строго выдержать осевое положение соединяемых деталей. В качестве примера приведем узел водила планетарной передачи, диск которого прикреплен к корпусу на осях сателлитов. В конструкции d выдержать точное расстояние l по всем точкам крепления практически невозможно. Из-за неизбежных погрешностей диаметральных размеров конусов и осевых расстояний между ними продольные перемещения диска при затяжке будут различными для различных пальцев. Результатом явятся перекокс и волнистая деформация диска, сопровождающиеся перенапряжением последнего. Затруднено также обеспечение межосевых расстояний конусов. Обеспечить совпадение центров отверстий в соединяемых деталях совместной обработкой (как это часто делается при цилиндрических отверстиях) невозможно. Практически соединение является несобираемым.

Конструкция e с односторонним креплением на конусах лучше только тем, что влияние неточности изготовления здесь в 2 раза меньше, чем в предыдущей. Узлы такого типа следует соединять на цилиндрических посадочных поверхностях с затяжкой диска на упоры (конструкция $ж$). Расстояние между фиксирующими ступеньками на осях можно выдержать достаточно точно. Соосность отверстий в корпусе и крышке обеспечивают обработкой отверстий по кондуктору или совместной их обработкой напроход.

УСТРАНЕНИЕ МЕСТНЫХ ОСЛАБЛЕНИЙ

Местные ослабления в силу уменьшения сечений и, особенно, концентрации напряжений резко снижают прочность деталей. Нередко ослабление бывает результатом просчетов при определении сечений детали. Особенно распространена эта ошибка при конструировании нерассчитываемых мелких деталей, формально не несущих нагрузок (за исключением сил

затяжки). Характерный пример приведен на рис. 337, 1.

Ниппель имеет внутреннее отверстие $\varnothing 20H7$; для выхода режущего инструмента днище отверстия поднутрено канавкой $\varnothing 20,5$. На резьбовой части ниппеля ($M24 \times 1,5$) также предусмотрено канавка $\varnothing 22$ для выхода резьбонарезающего инструмента. При выбранных размерах толщина стенки на участке k расположения внутренней канавки составляет 1,25 мм, а на участке m расположения наружной канавки — 1 мм. Даже при слабой затяжке до упора в торец шестигранника стенка разрушится (особенно если ниппель выполнен из бронзы).

При выборе размера шестигранника «под отточку» $\varnothing 31$ конструктор не учел, что избранный размер под ключ $s = 0,866 \times 31 = 27$ мм не допускает установки прокладки. При резьбе $M24$ внутренний диаметр прокладки должен быть по меньшей мере 24,5 мм. Таким образом, ширина прокладки $0,5(27 - 24,5) = 1,25$ мм, что явно недостаточно.

В исправленной конструкции 2 диаметр детали на участке расположения внутренней канавки увеличен до 26 мм; минимальная толщина стенки на этом участке становится $0,5(26 - 20,5) = 2,75$ мм. Резьба увеличена до $M27$; применен более мелкий шаг ($s = 1$ мм). Толщина стенки детали на участке расположения канавки становится $0,5(25,5 - 20) = 2,75$ мм.

Размер шестигранника задан непосредственно размером под ключ 32 мм, который обеспечивает приемлемую ширину прокладки $0,5(32 - 27,5) = 2,25$ мм.

Приведенный пример лишний раз подчеркивает необходимость соблюдения правила: вычерчивать детали строго в масштабе (мелкие детали в увеличенном масштабе). При точном вычерчивании все перечисленные ошибки легко обнаруживаются.

В конструкции 3 головки болта с подтягивающей выточкой, преследующей цель увеличения циклической прочности участка перехода головки в стержень, неправильно назначен диаметр выточки 28 мм. При нормальной головке размер под ключ $0,866 \times 2d = 0,866 \cdot 36 = 31$ мм и минимальная ширина опорной поверхности $n = 0,5(31 - 28) = 1,5$ мм, что недостаточно. Положение можно исправить применением диагональной выточки 4 [размер $n = 0,5(32 - 24) = 4$ мм] или увеличением размеров головки 5.

В конструкции 6 головки болта с внутренним шестигранником, изготовленным прошиванием, участок s перехода стержня в головку резко ослаблен канавкой для выхода прошивки. При замене прошивания высадкой (кон-

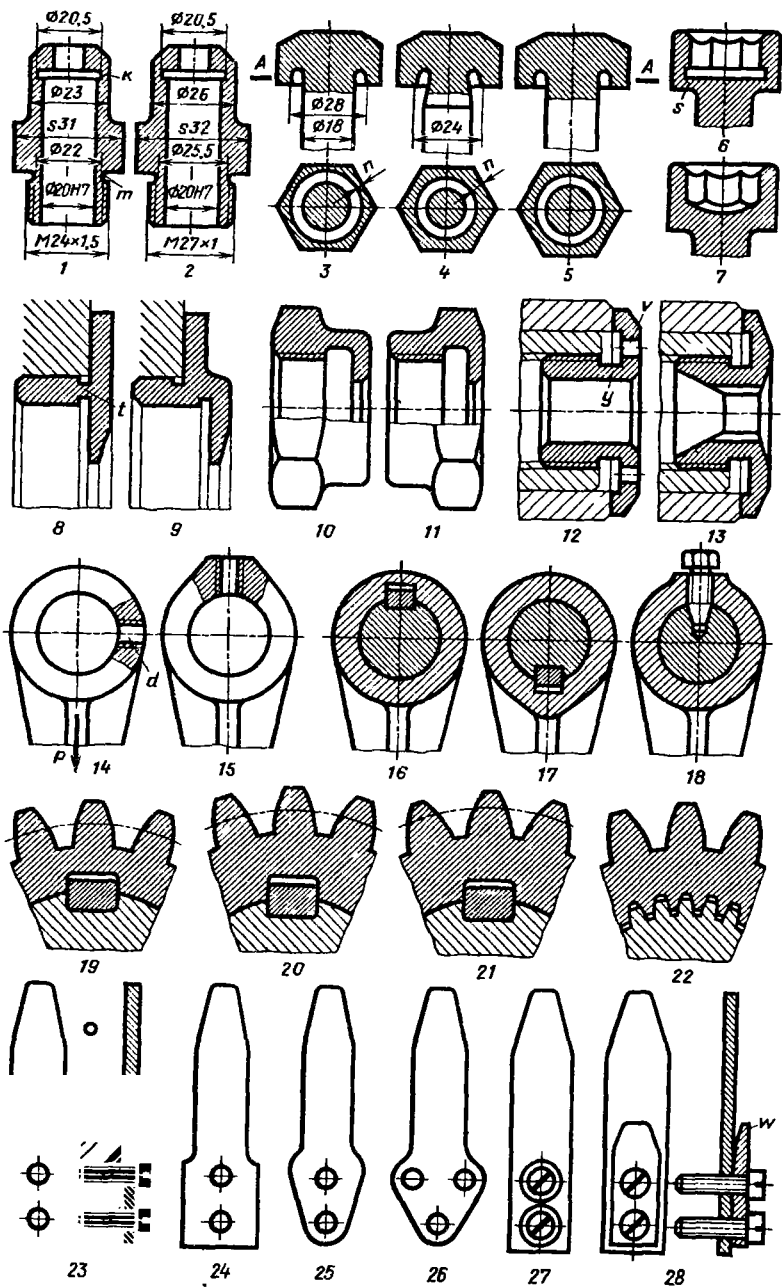


Рис. 337. Устранение местных ослаблений

струкция 7) ослабление устраняется; прочность головки повышается также в результате благоприятной ориентации волокон.

Нередко можно устранить местное ослабление перемещением ослабляющего элемента в область больших сечений. Фланцевая втулка 8 резко ослаблена двумя канавками для выхода инструмента, расположенными в одной плоскости (участок *г*). Перенос внутренней канавки в плоскость фланца (конструкция 9) ликвидирует ослабление.

В накидной гайке 10 подтягивающую канавку целесообразно расположить в плоскости шестигранника гайки (конструкция 11).

Внутренняя гайка 12 резко ослаблена на участке у канавкой для выхода резбонарезающего инструмента и на участках *в* отверстиями под ключ. В улучшенной конструкции 13 отверстия заменены шлицами под ключ; толщина стенок в опасных сечениях увеличена. Проушина 14, нагруженная растягивающей силой *P*, ослаблена отверстием *d* под масленку, расположенным на самом напряженном участке. В целесообразной конструкции 15, отверстие расположено в утолщении верхней части проушины.

В узле 16 крепления рычага на валу ступица ослаблена шпоночным пазом. В рациональной конструкции 17 шпонка перенесена в область увеличенных сечений — на участок перехода ступицы в продольное ребро.

Другое решение — крепление рычага коническим нарезным штифтом 18, значительно меньше ослабляющим ступицу.

Ослабление обода зубчатого колеса шпоночным пазом 19 можно устранить уменьшением диаметра вала или увеличением диаметра делительной окружности зубчатого колеса 20 до получения приемлемой толщины

обода ($f = (2 \div 2,5)m$, где *m* — модуль зуба). Если этого не допускают габариты, то можно улучшить зацепление зубчатых колес, применив положительное смещение инструмента при их нарезании 21. Наиболее простое решение — установка шестерни на мелких эвольвентных шлицах 22.

В узле 23 крепления пластинчатой пружины прочность пластины снижена расположением отверстия под крепежный винт в опасном сечении.

Способы усиления 24–26 удорожают изготовление пружины (вырубка из листа или ленты со значительным отходом материала).

Несколько исправляет положение установка под крепежные винты шайб 27 большого диаметра. Наиболее целесообразно крепить пружину накладной пластинкой 28, профилированной по дуге максимального прогиба пружины. На опасном участке пружина, зажатая пластинкой *и*, работает полным сечением.

Подкрепление деформирующихся участков. Необходимо предупреждать деформацию жестких участков деталей под действием рабочих сил. В пазово-хвостовиковом соединении валов (рис. 338, *а*) хвостовик приводного вала при передаче момента деформирует щеки прорезного вала, раскрывая проушину. Напрессовка бандажа *б* резко увеличивает жесткость и прочность соединения.

В карданном соединении *в* вращающий момент передается пальцем, запрессованным в сферическую головку валика и входящим в прорези на торце вала. В улучшенной конструкции *г* прорези заменены внутренними пазами в целом валу. Конструкция *д* узла вилчатого соединения нерациональна: щеки вилки под действием растягивающих сил расходятся в стороны (светлые стрелки). Прочность узла

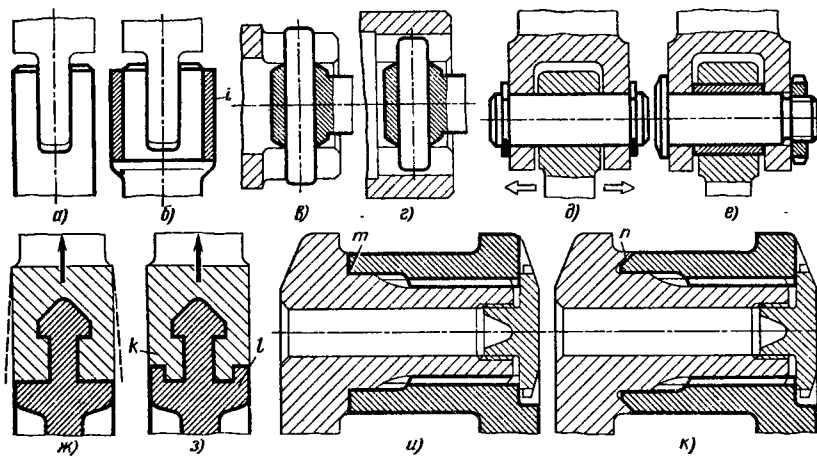


Рис. 338. Усиление узлов

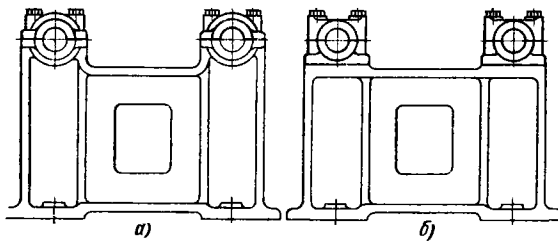


Рис. 339. Станина с подшипниками

e значительно возрастает, если ввести затяжку шпек на промежуточную втулку.

В узле *ж* лопатки турбины набирают на кольцевой Т-образный шип на ободу ротора. Ножки лопаток под действием центробежной силы расходятся в стороны (пунктирные линии). В улучшенной конструкции *з* ножки снабжены шипами *к*, входящими в кольцевые выточки на ободу ротора; раскрытие ножек предупреждается ребрами *л* на ободу.

В узле *и* соединения составного коленчатого вала шатунная шейка затянута на плоский торец *т* щеки. Упругие деформации узла под действием рабочих нагрузок вызывают воронкообразную разработку конца шатунной шейки, наклеп и сваривание посадочных поверхностей.

В усиленной конструкции *к* торец шейки выполнен на конус и введен в коническую выточку *и* щеки. Плотный обжим посадочного пояса при затяжке предотвращает разбивание и наклеп посадочных поверхностей.

СОСТАВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

В ряде случаев целесообразно расчленять детали, соединяя составные части наглухо (запрессовкой, сваркой, пайкой, заклепками) или разборно (с помощью крепежных болтов). Составные конструкции применяют для облегчения механической обработки, упрощения формы заготовок, уменьшения массы, а также как средство экономии дефицитных и дорогостоящих материалов.

Расчленение позволяет в некоторых случаях

значительно уменьшить трудоемкость изготовления крупногабаритных литых корпусных деталей. Конструкция станины с подшипниками под продольные валы (рис. 339, *a*), в которой нижние половины корпусов подшипников отлиты заодно со станиной, нетехнологична. Необходимо совместное растачивание цилиндрических отверстий в крышках и станине с соблюдением параллельности осей отверстий. Обработка особенно затруднительна в случае, когда подшипники, расположенные в линию, находятся на значительном расстоянии один от другого.

В конструкции *б* с отъемными корпусами обработка сводится к фрезерованию или строганию привалочных плоскостей под корпуса подшипников. Последние фиксируют на станине контрольными штифтами.

Другой пример — установка роликов по углам передвигной станины (рис. 340, *a*). Добиться соосности осей роликов и расположения их в одной горизонтальной плоскости очень трудно, особенно если ролики разнесены на большое расстояние. Применение отъемных проушин (рис. 340, *б*) упрощает обработку.

В наиболее целесообразной конструкции *в* привалочные плоскости под проушины можно обрабатывать фрезерованием напроход, что обеспечивает расположение роликов в одной плоскости. Проушины жестче, чем в предыдущей конструкции, и надежно зафиксированы от поворота относительно станины.

Примеры упрощения обработки пазов в станинах путем применения отъемных деталей приведены на рис. 340, *г* — *ж*.

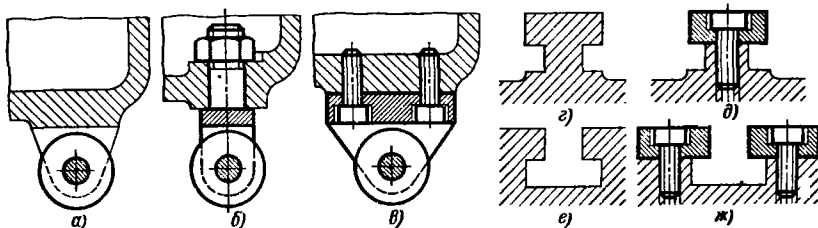


Рис. 340. Введение отъемных деталей

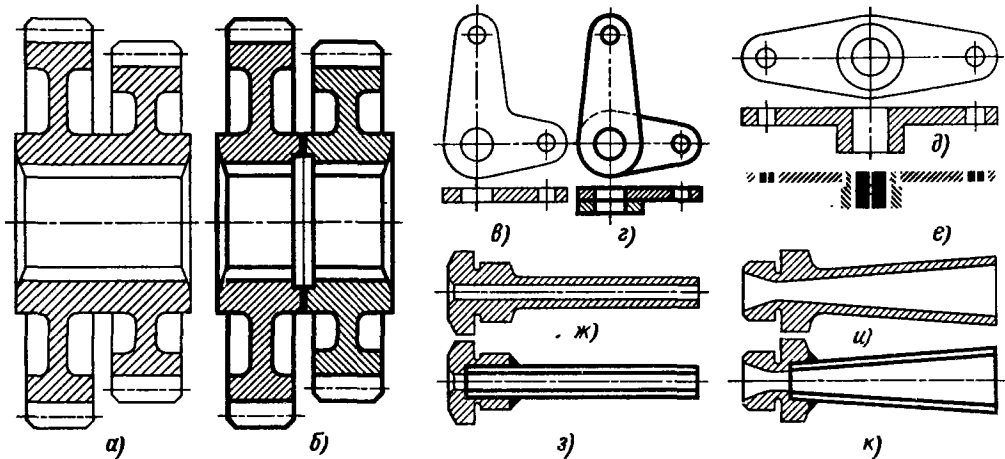


Рис. 341. Сварные конструкции

На рис. 341 представлены примеры облегчения механической обработки путем применения сварных конструкций. Блок зубчатых колес *а* изготовить практически невозможно из-за сложности обработки фигурной полости между колесами. Составная конструкция *б* с соединением колес контактной сваркой позволяет придать колесам необходимую конфигурацию. Сложный по вырубке угловой рычаг *в* можно заменить сварной конструкцией *г*, со-

стоящей из двух одинаковых деталей простой конфигурации.

Другие примеры целесообразного применения составных конструкций приведены на рис. 341, *д*–*к*.

Применение составных конструкций облегчает создание деталей сложной формы. Траверсу (рис. 342, *а*), служащую для передачи движения от кулачка двум клапанам (направление рабочих сил показано стрелками), мож-

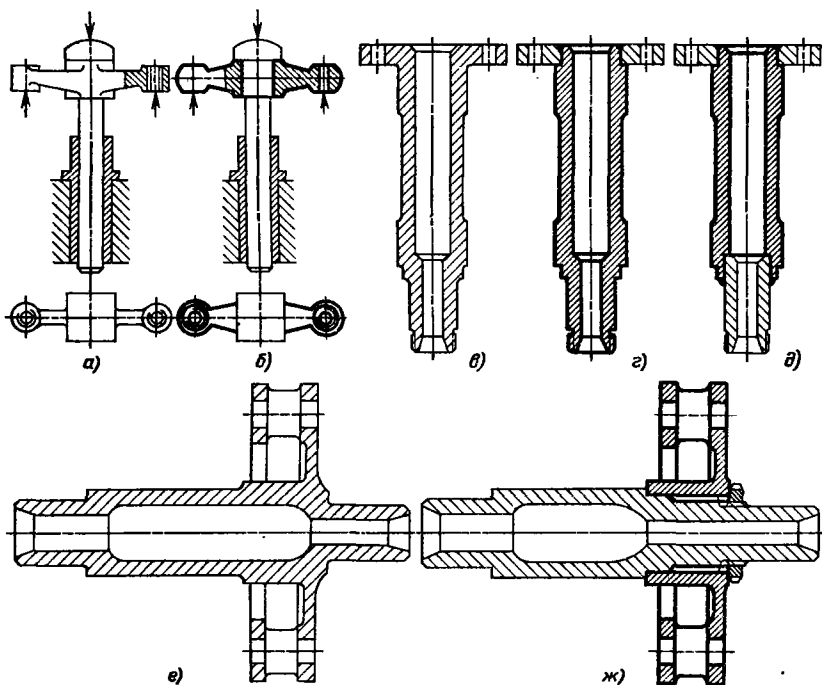
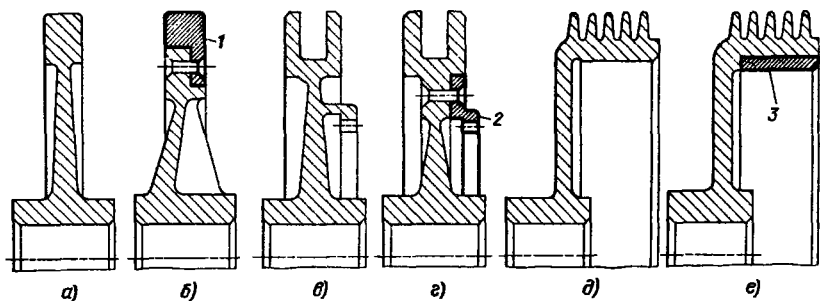


Рис. 342. Составные конструкции

Рис. 343. Составные конструкции с применением легких сплавов



но изготовить только штамповкой в закрытых штампах. Для единичного производства, когда изготовление штампов нерентабельно, целесообразно применить сборную конструкцию б, состоящую из двух точеных деталей, соединенных посадками с натягом. Составные конструкции часто применяют как заменители поковок для валов с фланцами большого диаметра.

На рис. 342, в-д показан перевод кованого фланцевого вала на сварную конструкцию. Конструкция г является половинчатым решением: вал изготавливается из круглого проката с трудоемкой операцией сверления и растачивания внутренней полости.

Механическая обработка сведена к минимуму в конструкции д, где вал изготовлен из цельнотянутой трубы, к которой приварен хвостовик.

Применение составных конструкций как средства замены поковок оправдано только при небольших масштабах выпуска. Вообще же выгоднее изготавливать детали из штампов, близких по форме к готовым изделиям. При этом получается крупный выигрыш в прочности детали, объеме механической обработки, производительности и, в конечном

счете, в условиях массового производства, в стоимости изготовления.

Однако и в серийном производстве выгодно применять составные конструкции как средство упрощения поковок. Примером может служить вал планетарного редуктора е с водилом сателлитных зубчатых колес. Ковка водила заодно с валом вызывает большие трудности. В сборной конструкции ж водило выполнено отдельно и посажено на вал на шлицах. Поковки обеих деталей резко упрощаются.

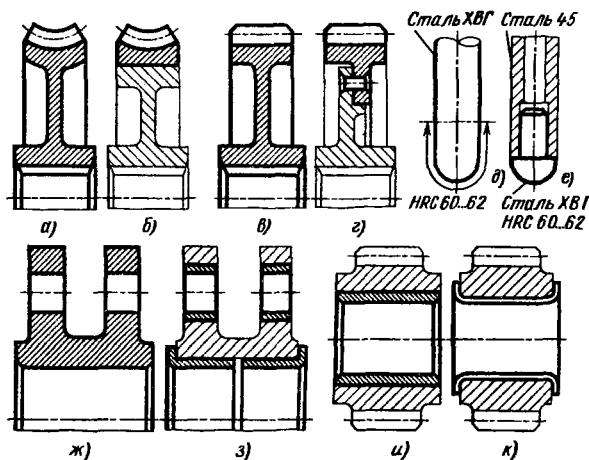
В ряде случаев применение составных частей из легких сплавов позволяет добиться значительного уменьшения массы.

В кулачковой шайбе (рис. 343, а) целесообразно выполнить диск из алюминиевого сплава, а приставным стальным ободом 1, иссушим кулачки (рис. 343, б). Другие примеры: ротор аксиального компрессора со стальным венцом 2 приводных шлицев (рис. 343, в, г); тормозной барабан со стальной вставкой 3 на поверхности трения (рис. 343, д, е).

Сборные конструкции широко применяют как средство экономии дефицитных и дорогостоящих материалов.

Зубья червячных колес (рис. 344, а), работаю-

Рис. 344. Экономия дефицитных материалов



щие в условиях трения скольжения, как правило, выполняют из антифрикционных бронз. Для уменьшения расхода бронзы применяют бандажирование.

Из бронзы выполняют только зубчатый венец, который напрессовывают на центр, изготовленный из дешевого материала (углеродистой стали, чугуна). В конструкции б расход бронзы снижен в 3 раза по сравнению с исходной конструкцией. В зубчатых колесах в целесообразно выполнять из качественной стали только венец 2.

Шток δ выполнен целиком из легированной стали с закалкой сферического конца. Экономичнее конструкция ϵ , где из легированной стали выполнен только наконечник.

К числу дефицитных материалов принадлежат оловянистые бронзы и баббиты. Если допустить условия работы, то следует применять низкооловянные и безоловянные бронзы и баббиты, а также другие качественные материалы.

Если же применения дефицитных цветных сплавов избежать нельзя, то следует сокращать их расход до минимума. В качестве примера приведем корпус с многочисленными поверхностями трения (центральное отверстие и отверстия в проушинах). В конструкции ж корпус выполнен целиком из антифрикционной бронзы, а в рациональной конструкции з — из чугуна (или другого недефицитного металла); поверхности трения образованы бронзовыми втулками.

Пример уменьшения расхода дефицитного материала на подшипниковую втулку представлен на рис. 344, и, к. Массивная бронзовая втулка заменена тонкостенной втулкой, свертываемой из ленточной латуни (типа ЛС 59—1) и укрепляемой раскатыванием и завальцовкой в посадочном отверстии.

Эффективным способом экономии оловянистых баббитов является уменьшение толщины слоя заливки. В настоящее время толщину слоя доводят до 0,2—0,3 мм вместо применявшихся толщин 1—3 мм. К тому же тонкослойная баббитовая заливка обладает повышенной циклической прочностью и менее подвержена растрескиванию.

Наиболее экономичны подшипники с двухслойной заливкой, состоящей из слоя баббита толщиной в несколько сотых миллиметра, нанесенного электролитически на подслои из пористой бронзы.

Отложение баббита в порах бронзовой подложки обеспечивает прочное сцепление баббита с бронзой и создает в бронзовом подслое промежуточную структуру, близкую по антифрикционным свойствам и качествам к оловянистой бронзе.

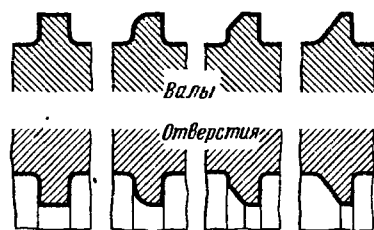


Рис. 345. Формы буртиков

БУРТИКИ

Буртики (рис. 345) применяют для упора деталей в неподвижных соединениях и для ограничения осевого перемещения деталей в подвижных сочленениях. Наиболее рациональны буртики с формой равного сопротивления изгибу, обладающие наименьшей массой и простоте в изготовлении. Нерабочую поверхность буртика целесообразно выполнять под углом 45° так, чтобы ее можно было обработать проходным резцом с обычным значением главного угла в плане 45° . Изготовление фасонных буртиков затруднительнее.

Высоту буртиков следует сокращать до минимума, допускаемого конструктивными условиями. Чем выше буртик, тем больше отход металла в стружку и трудоемкость изготовления. В узле (рис. 346, а) установки зубчатого колеса буртик 1 служит для затяжки оси в корпус и фиксации колеса в осевом направлении; последнее обстоятельство предопределяет большую высоту буртика. Замена буртика подкладной шайбой 2, опирающейся на невысокий заплечик, резко снижает трудоемкость изготовления оси (рис. 346, б).

На рис. 347 приведен обзор способов уменьшения высоты буртиков и полной их замены (для случая неподвижных соединений). В конструкциях б—г насадная деталь затягивается на промежуточную шайбу, упирающуюся в заплечик или буртик уменьшенной высоты.

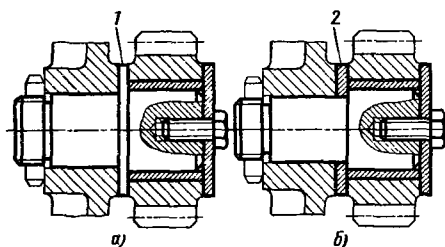


Рис. 346. Уменьшение высоты буртика

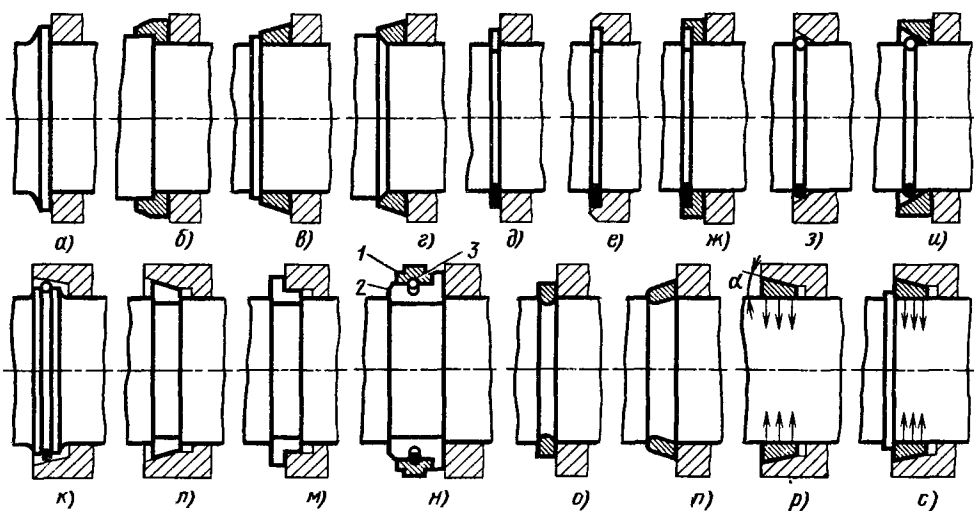


Рис. 347. Уменьшение высоты буртиков и их замена

В неподвижных соединениях *б* буртик часто заменяют кольцевыми стопорами прямоугольного сечения. Прочность узла *е* можно повысить заключением кольца в цилиндрическую выточку на детали или в промежуточной шайбе *ж*, предупреждающую раскрытие и выход кольца из канавки. Силовой упор обеспечивают кольцевые стопоры круглого сечения, охватываемые конической выточкой на детали или в промежуточной шайбе (рис. 347, *з-к*).

Для легкоразбираемых соединений применяют полукольца, заводимые в канавки на валу и фиксируемые конической или цилиндрической выточкой в затягиваемой детали (рис. 347, *л, м*).

В конструкции *н* охватывающее кольцо *1* зафиксировано на полукольцах *2* с помощью пружинного кольцевого стопора *3*. Соединение разбирают вручную сдвигом кольца в осевом направлении.

В конструкциях *о, п* буртик образован зачеканкой кольца из пластичного металла в выточку на валу.

Зачеканку производят на ротационно-ковочных машинах; после зачеканки кольцо обрабатывают совместно с валом.

В конструкции *р* упор создается коническим бронзовым кольцом, посаженным по H7/h6 на гладкий вал. При тангенсе угла конуса $\text{tg } \alpha < f$ (где f — коэффициент трения) конструкция обеспечивает надежную осевую фиксацию насадной детали за счет сил трения, возникающих между кольцом и валом. При минималь-

ном, встречающемся в эксплуатационных условиях значении $f = 0,05$ $\alpha = 3^\circ$. Конструкция допускает регулировку осевого положения насадной детали.

Если необходима установка в строго определенном положении, то кольцо упирают в буртик вала, высота которого может быть очень незначительной, так как основной упор по-прежнему создается силами трения (рис. 347, *с*).

Следует отметить, что все посадки упорных колец в канавки ослабляют вал и не рекомендуются для соединений, подверженных высоким циклическим нагрузкам. В отдельных случаях можно ликвидировать ослабление утолщением вала на участке расположения канавки.

ФАСКИ И ГАЛТЕЛИ

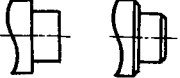
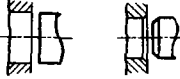

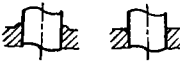
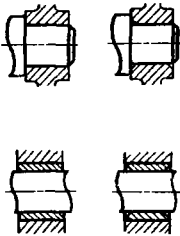
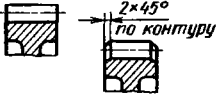
Все внешние углы деталей должны быть снабжены фасками (табл. 33), внутренние углы — галтелями (табл. 34).


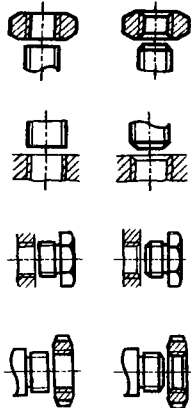
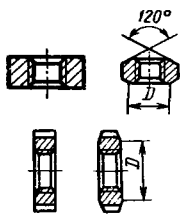
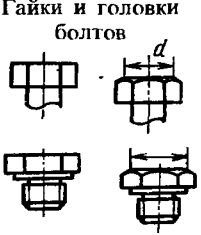
Фаски обычно выполняют под углом 45° . Катет s фаски для цилиндрических деталей общего назначения можно определять из соотношения $s = 0,1 \sqrt{D}$, где D — диаметр цилиндра. Значения s , полученные из этого выражения, округляют до стандартных: $s = 0,2; 0,5; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 1,8; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5$.

На свободных, несопрягающихся поверхностях фаски делают размером $0,1 - 0,2$ мм.

33. Фаски

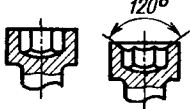
Продолжение табл. 33

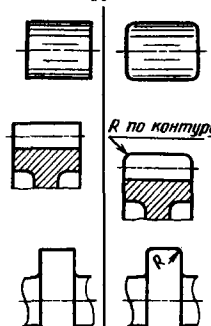
Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
Механически обрабатываемые детали 		Предотвращение травм рук. Предохранение точных поверхностей от забоин
		Облегчение сборки
Прессовые соединения 		Облегчение запрессовки
		Предотвращение выпучивания металла на кромках отверстий
Неподвижные и подвижные сочленения  		Уменьшение кромочных давлений

Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
Накатные детали 		Удобство манипулирования. Улучшение внешнего вида
Резьбовые соединения Нарезные стержни и отверстия 		Облегчение наживления и завертывания
Гайки 		Создание кольцевой опорной поверхности (диаметр D). Предупреждение точечного контакта вследствие смятия граней
Гайки и головки болтов 		Облегчение накидывания ключа

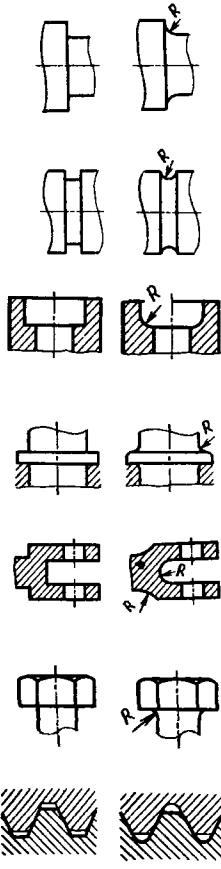
Продолжение табл. 33

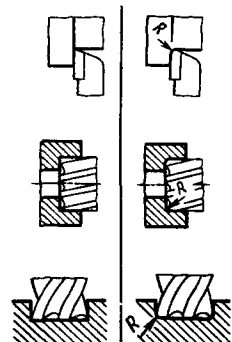
Продолжение табл. 34

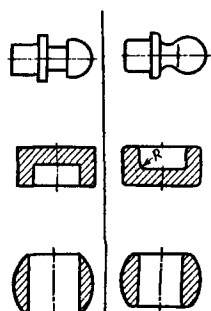
Эскиз детали		Назначение фасок
Неправильно	Правильно	
<p>Головки болтов</p> 		Облегчение накладки ключа

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Детали, работающие в условиях контактного нагружения</p> 		Уменьшение кромочных давлений



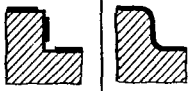
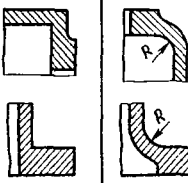



34. Галтели

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Входящие углы нагруженных деталей</p> 		Уменьшение концентрации напряжений на участках переходов. Повышение статической прочности и сопротивления усталости




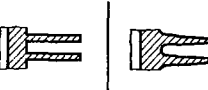
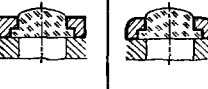
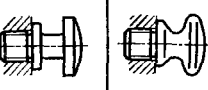
Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Детали, подвергаемые механической обработке</p> 		Увеличение стойкости режущего инструмента

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
<p>Детали, подвергаемые термообработке</p> 		Предотвращение обезуглероживания и перегрева кромок. Уменьшение закалочных напряжений на участках переходов

Продолжение табл. 34

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
Детали, подвергаемые химико-термической обработке 		Равномерное насыщение поверхностного слоя вводимыми элементами
Детали, подвергаемые гальванопокрытиям 		Предотвращение местных колебаний плотности тока Равномерное осаждение металла. Облегчение полирования
Детали, покрываемые красками, лаками и эмалями 		Равномерное нанесение покрытия
Литые детали 		Равномерная кристаллизация металла при остывании. Уменьшение усадочных напряжений
Штампованные детали 		Улучшение течения металла; заполнение входящих углов ручьев штампа
Листовые штампованные детали 		Облегчение вытяжки металла Предотвращение разрывов на участках переходов
Листовые вырубki детали 		Увеличение стойкости вырубного инструмента

Продолжение табл. 34

Эскиз детали		Назначение галтелей
Неправильно	Правильно	
Резервуары 		Устранение очагов коррозии во входящих углах. Облегчение промывки
Детали, работающие в горячей среде 		Предотвращение перегрева и обгорания кромок
Выпускной клапан 		Лопатка турбины
Теплорассеивающие ребра 		Улучшение теплоперехода из тела детали в ребра
Декоративные детали 		Улучшение внешнего вида. Облегчение полирования
Детали ручного управления 		Предупреждение травмы рук. Облегчение полирования

В отличие от конструктивных фасок их на изображении не показывают, а указывают в технических требованиях чертежа надписью типа: *острые кромки притупить $R = 0,2$ мм*. Необходимость притупления острых кромок чаще указывают в общих технических условиях на изготовление изделия, где оговаривают также размеры и допустимые колебания размеров таких фасок.

Галтели перекрывают галтелями большего радиуса, чем галтель охватываемой детали

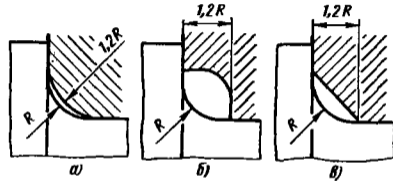


Рис. 348. Перекрытие галтелей

(рис. 348, *а*), выточками *б* и (способ наиболее технологичный) фасками *в*.

11. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ

КРЕПЛЕНИЕ ОСЕЙ

С задачей крепления осей, пальцев, штоков, скалок и тому подобных цилиндрических деталей очень часто встречаются в машиностроении.

В зависимости от функционального назначения детали требуется или закрепить деталь в осевом направлении, или застопорить ее от вращения, или то и другое вместе.

Ниже дан обзор наиболее употребительных способов крепления. Предполагается, что ось установлена в двух опорах.

На рис. 349, I, II изображены примитивные способы осевой фиксации при помощи шплинтов и шайб, установленных по обе стороны оси. Такой способ крепления ненадежный; шплинты могут быть срезаны под действием осевых нагрузок. Для компенсации производственных неточностей и температурных перемещений системы между шайбами и корпусом должен быть предусмотрен зазор.

На рис. 350 изображено более надежное крепление шайбами ШЕЗ (замковыми шайбами Егорова). Такая шайба представляет собой вы-

рубленную из листовой мягкой стали фигурную шайбу *a* (рис. 351), заводимую в выточку на конце оси. Шайба фиксируется в выточке загибом на ось петлеобразной части шайбы.

На рис. 352–355 показаны способы фиксации осей от продольного перемещения при помощи зегеров¹. В конструкции на рис. 352 зегеры устанавливаются на концах оси, в конструкции на рис. 353 — с промежуточными утопленными в корпус шайбами. В конструкции, изображенной на рис. 354, зегер устанавливается с одной стороны оси; другая сторона держится заплечиком оси; в конструкции на рис. 355 применены внутренние зегеры. На рис. 356 показана фиксация зегером, введенным в глубокую канавку на оси. При установке оси зегер заскакивает в кольцевую канавку в корпусе и фиксирует ось. В конструкциях на рис. 357, 358 ось фиксируется с внутренней стороны зегерами радиальной сборки.

На рис. 359 изображен способ фиксации от продольного перемещения зегером и приверт-

¹ Зегер — кольцо пружинное.

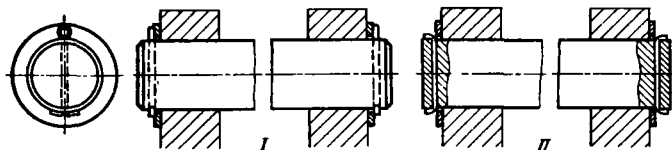


Рис. 349. Продольная фиксация оси шплинтами и шайбами

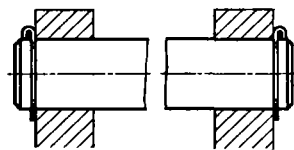


Рис. 350. Продольная фиксация оси шайбами ШЕЗ

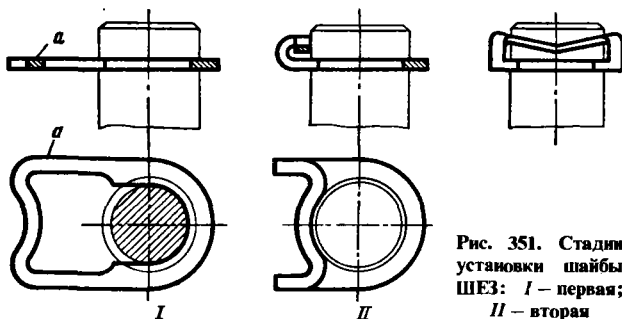


Рис. 351. Стадии установки шайбы ШЕЗ: I — первая; II — вторая

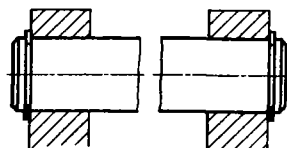


Рис. 352. Продольная фиксация оси наружными зегерами

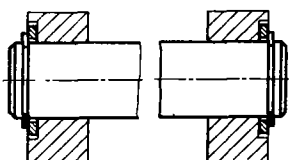


Рис. 353. Продольная фиксация оси наружными зегерами с подкладными шайбами

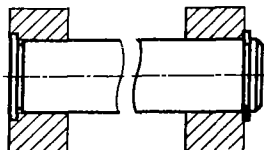


Рис. 354. Продольная фиксация оси заплечиком и зегером

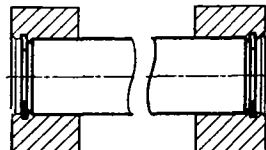


Рис. 355. Продольная фиксация оси внутренними зегерами

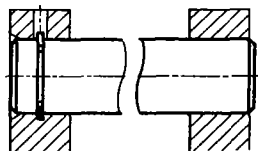


Рис. 356. Продольная фиксация оси заскакивающим зегером

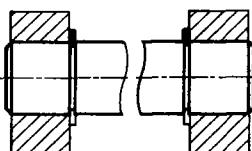


Рис. 357. Продольная фиксация оси зегерами радиальной сборки

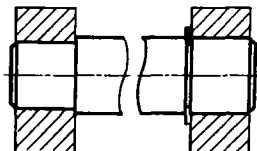


Рис. 358. Продольная фиксация ступенчатой оси зегером радиальной сборки

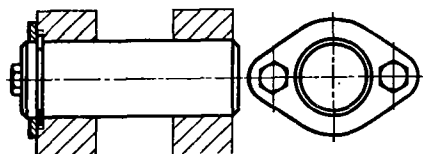


Рис. 359. Продольная фиксация оси зегером и привертной крышкой

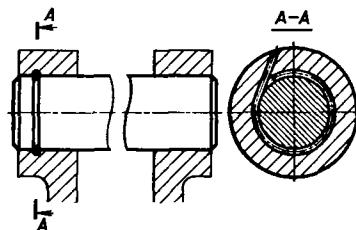


Рис. 361. Продольная фиксация оси проволокой, заводимой в канавку полукруглого сечения в щеле и ос

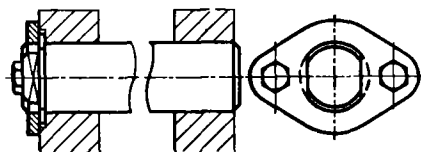


Рис. 360. Продольная и угловая фиксация оси зегером и привертной крышкой с фигурным отверстием

ной крышкой.

В конструкции на рис. 360 ось зафиксирована также от проворота лысками, входящими в фигурное отверстие привертной крышки. На рис. 361 показан способ осевой фиксации при помощи проволоки, заводимой в полукруглые канавки в щеле и ос.

В конструкции, изображенной на рис. 362, I, ось фиксируется сферическими шайбами, наглухо устанавливаемыми в выточки корпуса путем расплющивания сферы.

На рис. 362, II показано другое неразборное соединение, основанное на пластической деформации фиксирующей шайбы: шайба сферической формы расплющивается затяжкой бол-

та, ввертываемого в ось, причем края шайбы заходят в кольцевую выточку в корпусе.

На рис. 363 изображен способ запрессовки оси на рифленом цилиндрическом пояске. Способ применим в случае, если корпус выполнен из пластичного материала.

На рис. 364, I, II показаны способы фиксации оси привертными концевыми шайбами.

В конструкции на рис. 365 ось зафиксирована от продольного перемещения двумя привертными фланцами и застопорена от вращения выступом на одном из фланцев, заходящим в паз на торце оси. На рис. 366 изображен способ продольной фиксации при помощи нескольких шариков, заведенных в радиальное отверстие в оси. При затяжке конуса шарики входят в сделанную в щеле кольцевую канавку. Угловая фиксация осуществляется трением.

На рис. 367 представлено неразборное соединение: ось зафиксирована от продольного перемещения и вращения винтом, завернутым

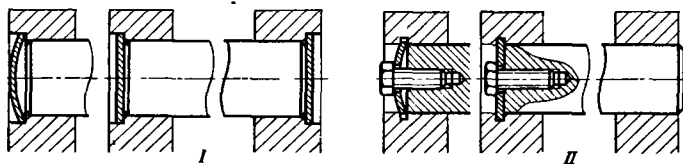


Рис. 362. Продольная фиксация оси сферическими расплющиваемыми шайбами

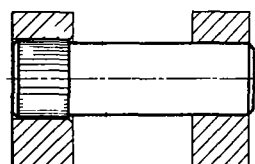


Рис. 363. Запрессовка оси на рифленом пояске

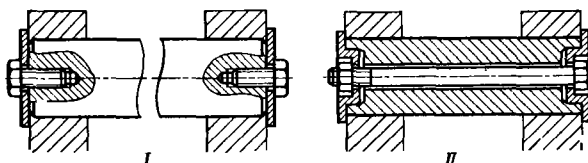


Рис. 364. Продольная фиксация оси концевыми шайбами

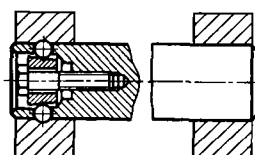


Рис. 366. Продольная фиксация оси шариками

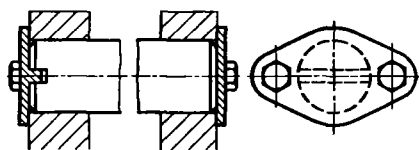


Рис. 365. Продольная и угловая фиксация оси привертными фланцами, один из которых имеет выступ, предупреждающий проворачивание оси

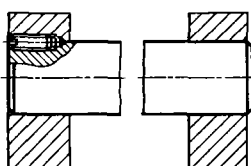


Рис. 367. Глухое соединение оси со шеей продольным винтом

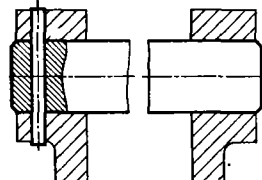


Рис. 368. Стопорение оси цилиндрическим штифтом

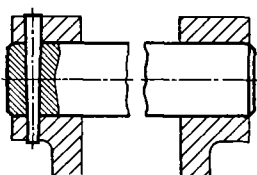


Рис. 369. Стопорение оси коническим штифтом

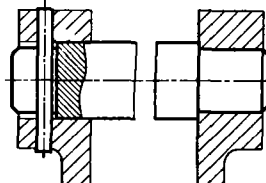


Рис. 370. Стопорение оси цилиндрическим штифтом, входящим в торцовый паз оси

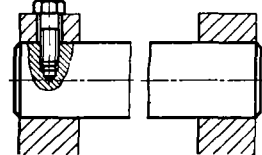


Рис. 371. Продольная и угловая фиксация винтом, закручиваемым в ось

по стыку посадочных поверхностей оси и корпуса. Стопорение цилиндрическими (рис. 368) и коническими (рис. 369) штифтами нетехнологично, так как требуется совместное развертывание корпуса и оси. Несколько лучше в этом отношении конструкция на рис. 370, где цилиндрический штифт входит в поперечный паз на торце оси.

На рис. 371–375 представлены способы стопорения винтами. Наиболее надежное соединение получается при стопорении конической установочным винтом (рис. 373), который обеспечивает безззорную фиксацию оси от продольного перемещения и проворота.

В соединениях (рис. 374 и 375) стопорные винты заводятся в кольцевые выточки; такие конструкции применяются в случаях, когда необходимо обеспечить регулировку углового положения оси. Ось фиксируется от проворота трением; в случае применения конического стопорного винта (рис. 375) обеспечивается довольно надежная фиксация.

Очень удобно осуществляется продольная фиксация оси в случаях, когда на оси между щеками неподвижно устанавливается насадная деталь, а ось вращается в щеках (рис. 376, I, II). В данном случае ось фиксируется торцами насадной детали.

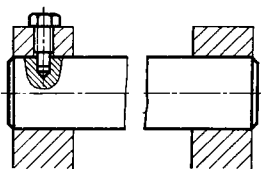


Рис. 372. Продольная и угловая фиксация ступорным винтом с цилиндрическим концом

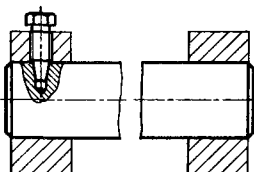


Рис. 373. Продольная и угловая фиксация коническим ступорным винтом

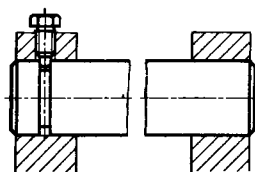


Рис. 374. Продольная фиксация ступорным винтом с цилиндрическим концом

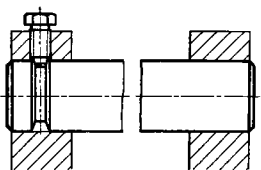


Рис. 375. Продольная фиксация ступорным винтом с коническим концом

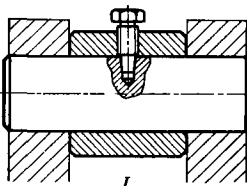


Рис. 376. Продольная фиксация вращающейся оси торцами насадной детали

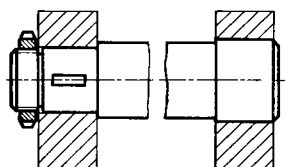
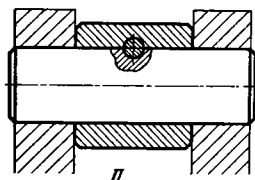


Рис. 377. Продольная и угловая фиксация затяжки оси кольцевой гайкой

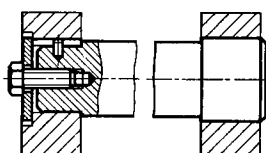


Рис. 378. Продольная и угловая фиксация затяжкой оси шайбой и винтом

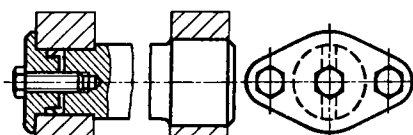


Рис. 379. Продольная и угловая фиксация затяжкой оси фланцем с выступом, предупреждающим проворачивание оси

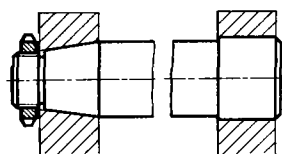


Рис. 380. Продольная и угловая фиксация оси затяжкой на конус

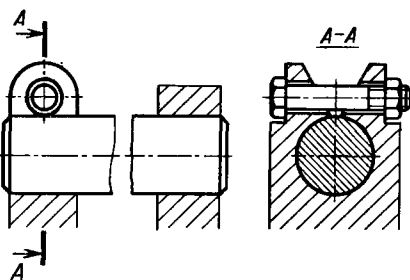


Рис. 381. Клеммовое крепление

На рис. 377–381 изображены способы продольной и угловой фиксации при помощи затяжки конца оси. В конструкции на рис. 377 ось затягивается кольцевой гайкой; фиксация от проворота шпонкой; в конструкции на рис. 378 ось затягивается привертной шайбой; фиксация от проворота штифтом, запрессованным в ось; в конструкции на рис. 379 ось затягивается привертным фланцем; фиксация от проворота выступом на фланце, заходящим в паз на торце оси. На рис. 380 изображен способ затяжки на конус; фиксация от проворота

здесь в большинстве случаев излишня; на рис. 381 показано клеммное крепление.

На рис. 382 изображен способ фиксации болтом, входящим в полукруглую выточку оси; на рис. 383 – способ затяжки болтом с цилиндрической выборкой. На рис. 384 показано надежное соединение, обеспечиваемое затяжкой болта с клиновидной лыской; при этом ось фиксируется как в продольном, так и в угловом направлении.

Своеобразный способ крепления осей показан на рис. 385, I, II: оси устанавливают лыс-

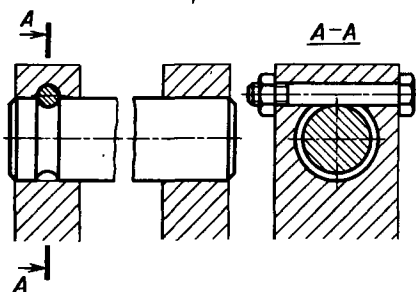


Рис. 382. Продольная фиксация болтом, входящим в выточку полуциркулярного профиля

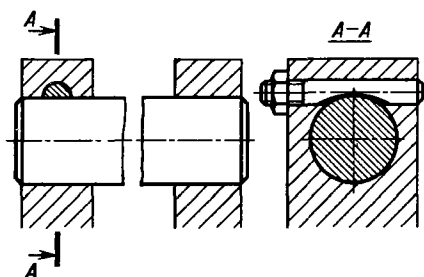


Рис. 383. Затяжка оси стопорным болтом с цилиндрической выборкой

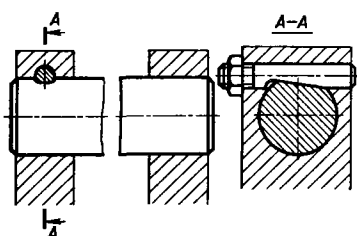


Рис. 384. Продольная и угловая фиксация затяжным болтом с клиновой лыской

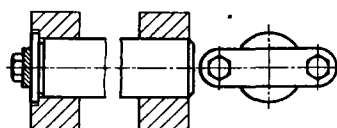


Рис. 386. Продольная фиксация оси привертной пластиной и заплечиком

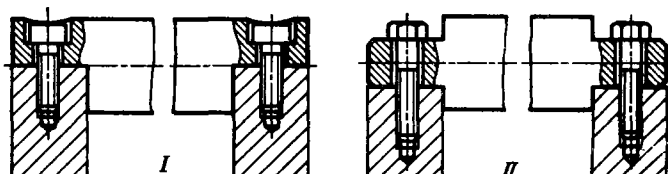


Рис. 385. Установка оси на винтах

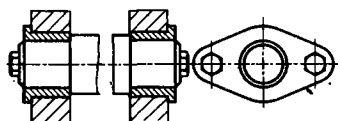


Рис. 387. Продольная фиксация оси привертными втулками

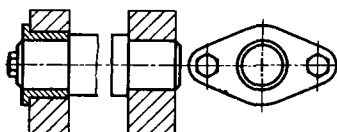


Рис. 388. Продольная фиксация ступенчатой оси привертной втулкой

ками на торцы щек и притягивают к щекам болтами. Способ применим в тех случаях, когда не требуется точная фиксация положения осей относительно щек и когда расстояние между щеками невелико (при больших расстояниях возможны деформации системы при колебаниях температуры).

На рис. 386 показана продольная фиксация оси в щеках заплечиком и привертной пластиной.

На рис. 387–388 показана продольная фиксация оси привертными втулками. На рис. 389 изображен способ крепления оси фланцем, вы-

полненным как одно целое с осью. При этом способе надежно фиксируется ось в продольном и угловом направлениях; недостаток этого способа — усложнение формы оси.

Стремление применить гладкую ось приводит к разнообразным конструкциям с врезными фиксирующими элементами. На рис. 390, 391 приведены конструкции, в которых фиксирующим элементом служит привертная шайба. На рис. 392, I–III, 393, I–III изображены способы осевой и угловой фиксации врезными пластинами, привертываемыми с обеих сторон оси.

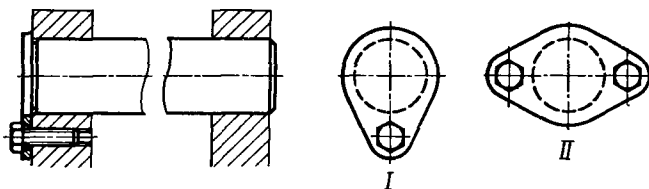


Рис. 389. Продольная и угловая фиксация оси фланцем
(I и II – варианты выполнения фланца)

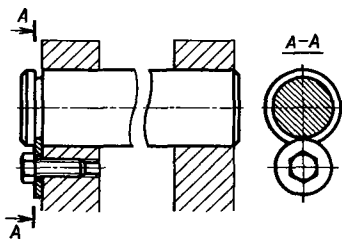


Рис. 390. Продольная фиксация
оси привертной шайбой

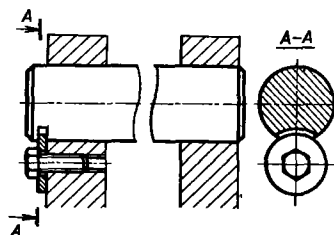


Рис. 391. Продольная и угловая
фиксация оси привертной шайбой

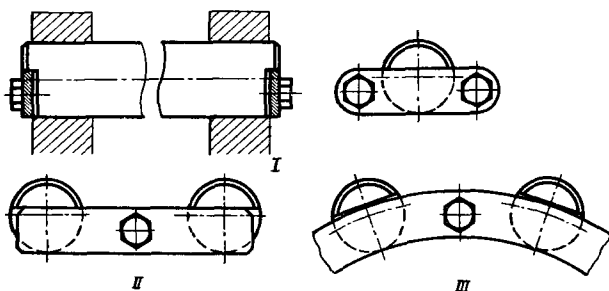


Рис. 392. Продольная и угловая фиксация оси привертными
врезными пластинами

Эти способы хорошо приспособлены для парной и групповой фиксации. В качестве примера на рис. 392, II и 393, III изображены способы фиксации осей, расположенных по окружности; в этом случае привертная пластина приобретает форму кольца.

На рис. 394–397 показаны конструктивно более совершенные способы фиксации пла-

стинами, привертываемыми с одной стороны оси.

В конструкциях, изображенных на рис. 394, I–VI, пластины заводятся в торцевые прорезы во фланце оси. Ось фиксируется в продольном направлении с одной стороны упором фланца в корпусе, с другой – упором фланца в пластину.

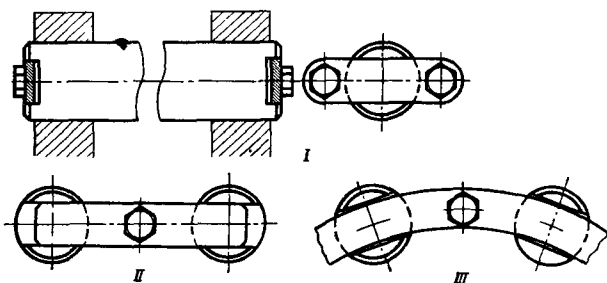


Рис. 393. Продольная и угловая
фиксация оси привертными
врезными пластинами

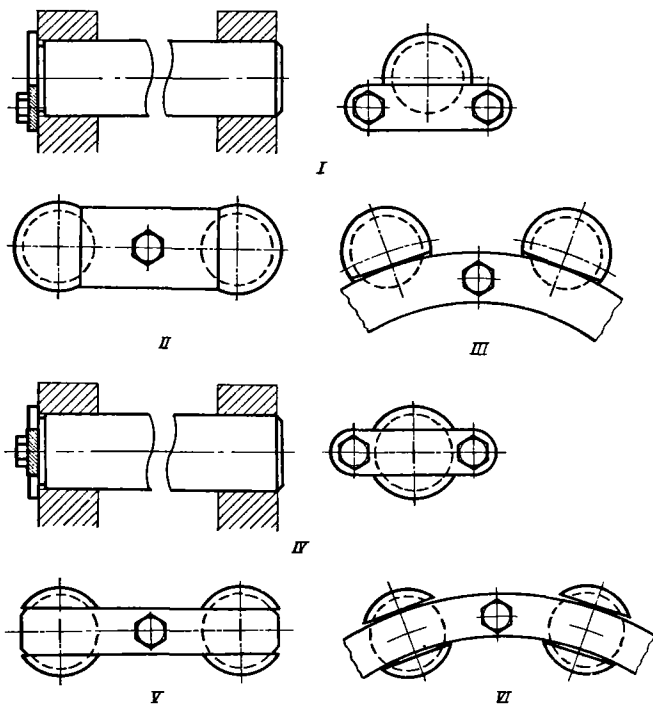


Рис. 394. Продольная и угловая фиксация оси привертной пластиной, устанавливаемой в торцевые прорезы во фланце оси

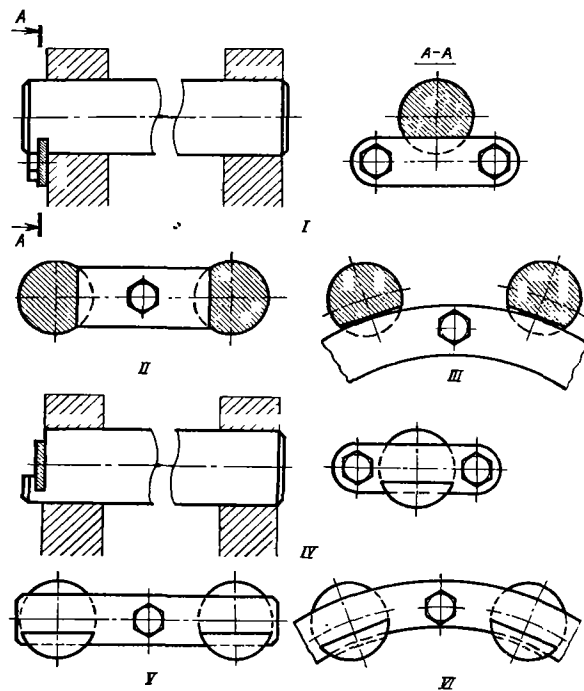


Рис. 395. Продольная и угловая фиксация оси привертной пластиной

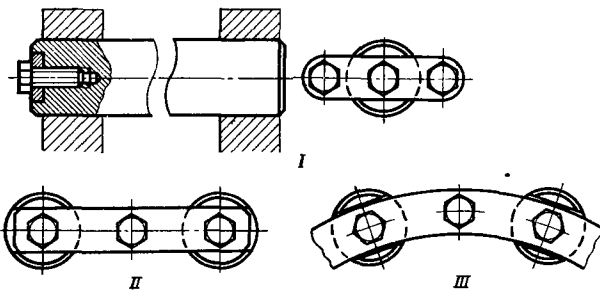


Рис. 396. Продольная и угловая фиксация оси привертной врезной пластиной

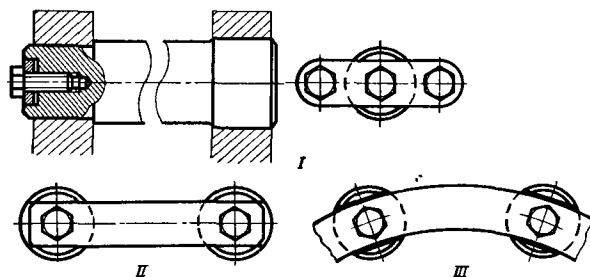


Рис. 397. Продольная и угловая фиксация оси привертной пластиной с силовой затяжкой

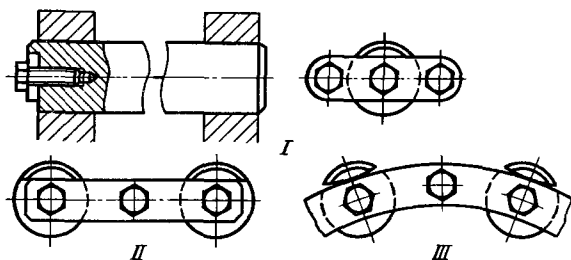


Рис. 398. Продольная и угловая фиксация оси привертной пластиной

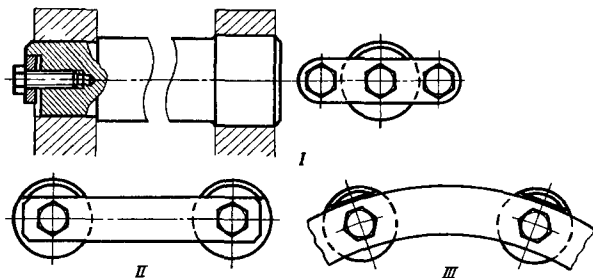


Рис. 399. Продольная и угловая фиксация оси привертной пластиной с силовой затяжкой

На рис. 395—399 показаны способы фиксации гладких осей.

В конструкциях, приведенных на рис. 395, I—VI, пластины заводятся в поперечные прорезы на оси. При групповой фиксации осей, расположенных по окружности, фиксирующее кольцо должно состоять из двух половин.

В конструкциях на рис. 396—399 пластины заводятся в торцовые прорезы на оси. При по-

мощи ступеньки на оси (рис. 397, I, II, III и 399, I, II, III) можно осуществить силовую затяжку осей. При групповой фиксации осей, расположенных по окружности, кольцо может быть целым.

Конструкции, изображенные на рис. 398, I, II, III и 399, I, II, III, выгодно отличаются более простой формой выреза на оси от конструкций на рис. 396, I, II, III и 397, I, II, III.

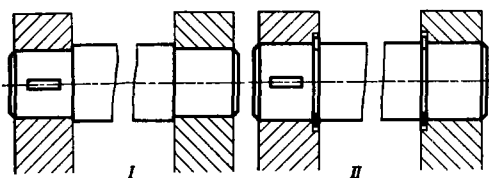


Рис. 400. Продольная и угловая фиксация оси в разъемных щеках

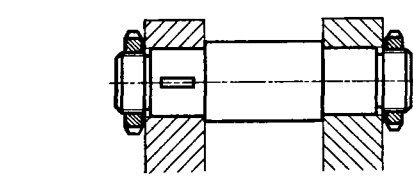


Рис. 401. Продольная и угловая фиксация оси в разъемных щеках (ось используется для стяжки щек)

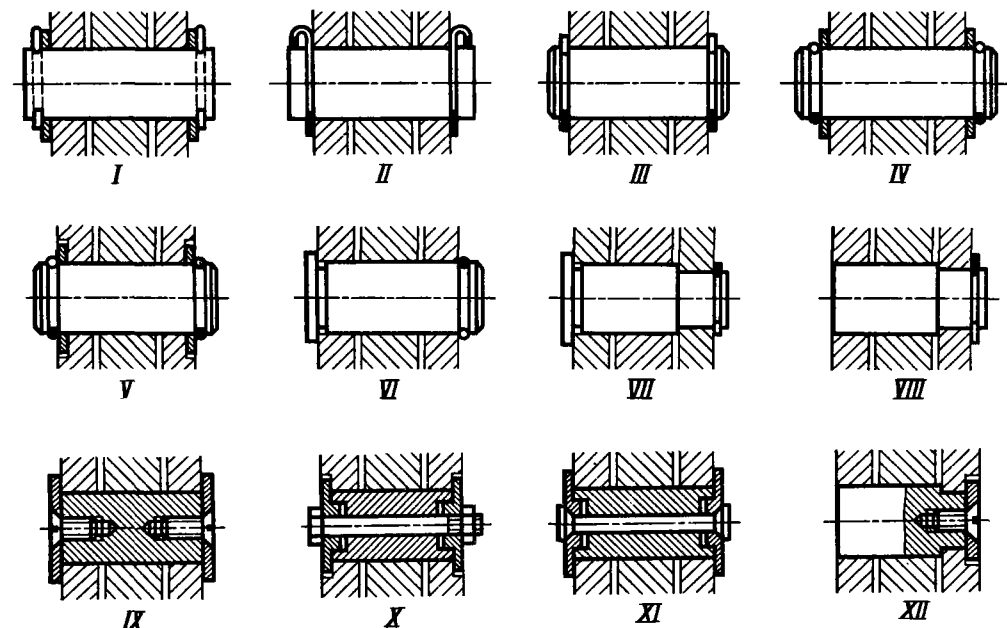


Рис. 402. Способы разборного крепления осей

На рис. 400, 401 показаны некоторые способы фиксации осей в разъемных щеках. В случае, когда щеки стягиваются крепежными элементами, достаточно установить оси с упором в щеки заплечиками (см. рис. 400, I) или зегерами (см. рис. 400, II).

На рис. 402, I—XII показаны способы разборного крепления для случая установки осей в серьгах, проушинах, вилках малого размера.

На рис. 403 изображены способы заделки закаленных осей в щеках из мягкой стали. Оси крепятся керновкой (рис. 403, I, II), завальцовкой (рис. 403, III, IV) приклепыванием торцовых шайб (рис. 403, V—VII), склепыванием (рис. 403, VIII), запрессовкой рифленых концов оси в щеки (рис. 403, IX—XII).

ФИКСАТОРЫ

Фиксаторы применяют для стопорения детали, движущейся относительно другой детали

в прямолинейных направляющих или вращающейся относительно последней на оси.

Фиксация может быть бесступенчатой — с остановкой подвижной детали в любом положении, или ступенчатой — с остановкой через заданные интервалы.

Фиксация может быть упругой или жесткой. В первом случае фиксатор удерживает деталь с определенной силой (обычно небольшой). Для перевода детали из одного положения в другое требуется преодоление этой силы. Во втором случае фиксатор вводится в гнездо, расположенные на неподвижной детали, и держит подвижную деталь жестко. Для перевода детали из одного положения в другое нужно предварительно вывести фиксатор из гнезда.

Простейший вид упругого фиксатора — шарик, заложный в цилиндрическое отверстие в одной из деталей и нагруженный пружиной (рис. 404). Под действием пружины ша-

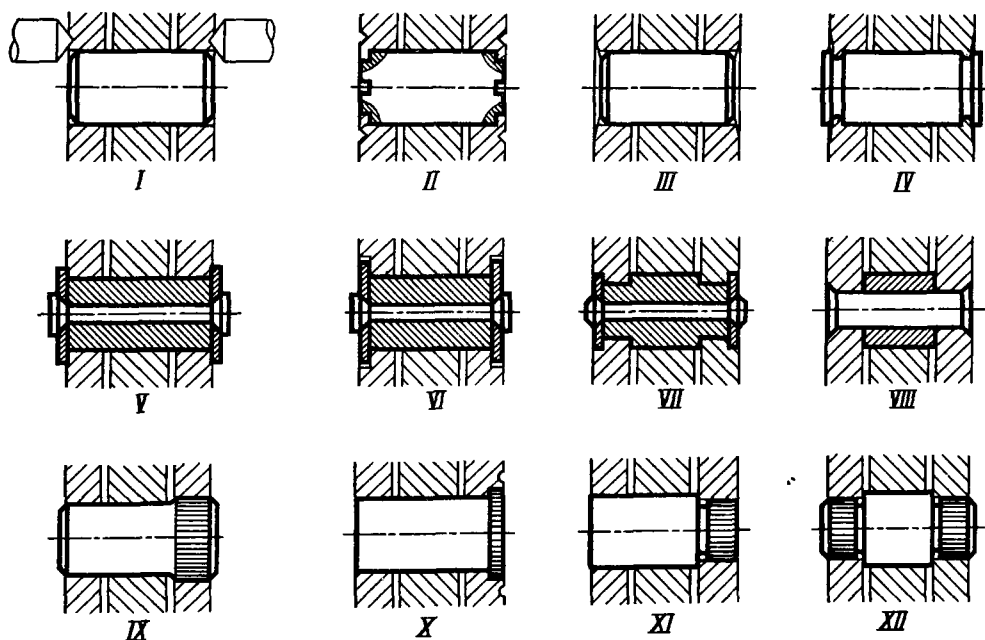


Рис. 403. Способы глухого крепления закаленных осей

рик заскакивает в гнездо, проделанное в другой детали, и держит деталь в этом положении с силой, пропорциональной натяжению пружины и углу наклона стенок гнезда. Для перемещения детали в другое положение необходимо приложить усилие в направлении перемещения, достаточное для сжатия пружины и вывода шарика из гнезда.

В конструктивном отношении шариковый фиксатор обладает рядом недостатков. Во избежание заклинивания шарик должен быть погружен в отверстие настолько, чтобы при крайнем положении его центр не доходил до кромок отверстия на расстояние a (рис. 404, II), что ограничивает глубину фикси-

рующего гнезда. Центрирование пружины на шарике нежесткое. Трудно зафиксировать шарик от выпадения из отверстия при разборке соединения.

Такие недостатки не присущи цилиндрическим фиксаторам со сферической рабочей поверхностью (рис. 405, I, II). Задача фиксации плунжера в продольном направлении легко решается, например, способом, изображенным на рис. 405, II.

В конструкции на рис. 406, I фиксатор скользит по плоской поверхности. Эта схема приме-

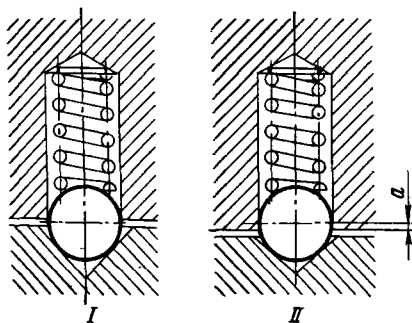


Рис. 404. Конструкция шарикового фиксатора: I — неправильная; II — правильная

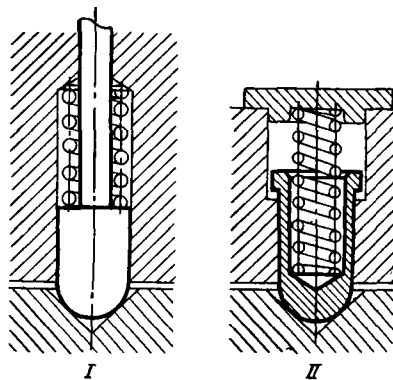


Рис. 405. Цилиндрические фиксаторы со сферической рабочей поверхностью

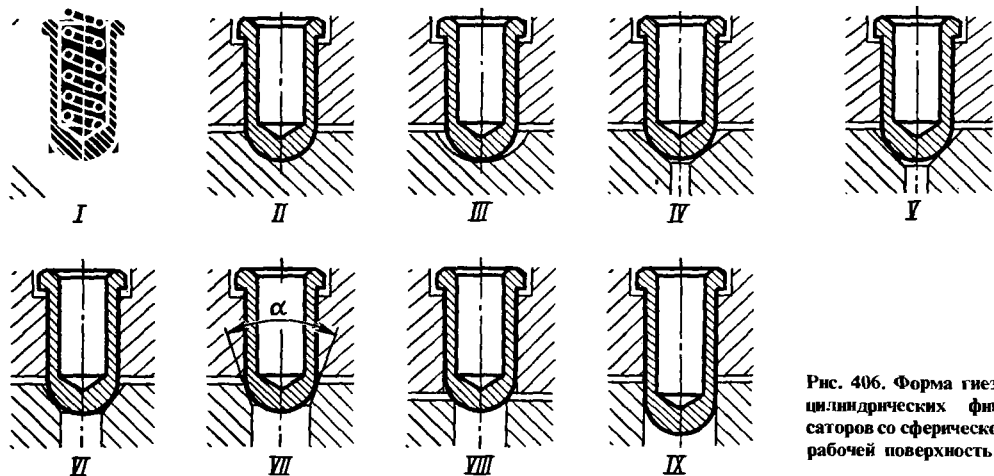


Рис. 406. Форма гнезд цилиндрических фиксаторов со сферической рабочей поверхностью

няется для бесступенчатой фиксации. Фиксатор в данном случае играет роль тормоза; деталь удерживается силой трения фиксатора по плоской поверхности.

В конструкции на рис. 406, II гнездо сферическое. Эта схема нерациональна во многих отношениях. Во-первых, изготовление сферического гнезда затруднительно, во-вторых, сила фиксации неопределенна: она зависит от того, в какой точке сферы происходит касание фиксатора и гнезда, т. е. зависит от точности изготовления охватывающей и охватываемой сфер. В конструкции (рис. 406, III) с гнездом, имеющим диаметр, больший диаметра сферы фиксатора, фиксация положения детали нежесткая. Лучше конструкции с коническим гнездом (рис. 406, IV-VII). Изменяя угол конуса, можно регулировать силу фиксации, т. е. силу,

с которой фиксатор держит деталь при полном погружении сферы в гнездо.

Сила, необходимая для срывания с фиксатора, определяется из соотношения $T \approx Q/\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$, где Q — сила затяжки пружины; α — угол конуса гнезда (рис. 406, VII). При уменьшении угла конуса до определенного значения соединение приобретает способность самоторможения; фиксация становится жесткой.

На рис. 406, VIII, IX изображены случаи жесткой фиксации заходом цилиндрической части фиксатора в цилиндрическое гнездо.

На рис. 407, I-IX показаны цилиндрические и цилиндроконические фиксаторы. Конические фиксаторы обеспечивают более точную фиксацию, чем сферические и цилиндрические.

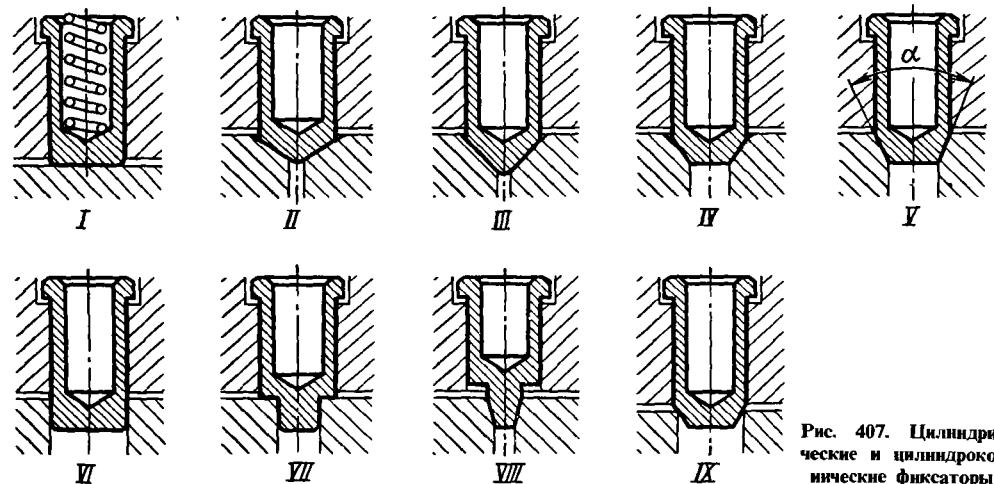


Рис. 407. Цилиндрические и цилиндроконические фиксаторы

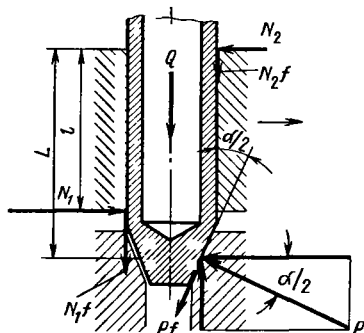


Рис. 408. Схема сил, действующих на конический фиксатор в момент подъема

При перемещении детали, несущей фиксатор, относительно неподвижной детали, на конической поверхности фиксатора возникает стремящаяся поднять фиксатор сила (рис. 408)

$$P = Q / \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (131)$$

где \$Q\$ — сила пружины, нагружающей фиксатор; \$\alpha/2\$ — половина центрального угла конуса.

Сила \$P\$ вызывает в крайних точках направляющих фиксатора реактивные силы

$$N_1 = P \cos \alpha/2 \frac{L}{l}; \quad (132)$$

$$N_2 = P \cos \alpha/2 \left(\frac{L}{l} - 1 \right). \quad (133)$$

Подъему фиксатора противодействуют силы трения \$N_1f\$ и \$N_2f\$ (где \$f\$ — коэффициент трения), а также осевая составляющая силы трения \$Pf\$, возникающая в точке приложения силы \$P\$ и равная \$P f \cos \alpha/2\$.

Из условия равновесия

$$N_1f + N_2f + Pf \cos \alpha/2 = P \sin \alpha/2.$$

Подставив в это уравнение значения \$N_1\$ и \$N_2\$ из выражений (132) и (133), получим

$$\operatorname{tg} \alpha/2 = 2f \frac{L}{l}. \quad (134)$$

Это выражение определяет предельный угол \$\alpha\$, при котором еще возможен подъем фиксатора. При меньших значениях угла \$\alpha\$ соединение получается самотормозящим.

Для фиксаторов с небольшим вылетом конуса относительно направляющей отношение \$L/l\$ обычно равно 1,2–1,3. Коэффициент трения \$f\$ можно принять равным 0,1.

Подставив эти значения в выражение (134), получим \$\operatorname{tg} \alpha/2 = 0,24 \div 0,26\$, откуда \$\alpha/2 \approx 15^\circ\$ и угол при вершине конуса \$\alpha \approx 30^\circ\$.

В приведенных выше соотношениях не учтены реактивные силы трения в направляющих детали, несущей фиксатор. Если деталь поворотная, то это — сила трения на оси поворота детали, равная \$fP \cos \alpha/2\$ и создающая на оси фиксатора силу, противодействующую повороту, равную \$fP (\cos \alpha/2) \frac{r}{R}\$,

где \$r\$ — радиус оси поворота, \$R\$ — расстояние от фиксатора до оси поворота. Если деталь, несущая фиксатор, движется прямолинейно, то это — силы трения, противодействующие прямолинейному перемещению детали и зависящие от конструкции и расположения направляющих. Из-за наличия этих дополнительных сил самоторможение практически наступает уже при центральном угле конуса \$\alpha = 35 \div 40^\circ\$.

Однако, учитывая возможные колебания коэффициента трения, следует для уверенного самоторможения принимать значения \$\alpha < 25^\circ\$. Если же соединение, напротив, должно срываться под действием сдвигающих сил, то следует принимать \$\alpha > 60^\circ\$. Те же соотношения справедливы и для сферических фиксаторов (в данном случае \$\alpha\$ — центральный угол конического отверстия, в которое входит сфера фиксатора).

Конструктивные разновидности фиксаторов приведены на рис. 409. На рис. 409, I–V показаны шариковые фиксаторы; на рис. 409, II — фиксатор с регулировкой силы затяжки пружины.

Выпадение шарика из отверстия предупреждают подвальцовкой кромок отверстия (рис. 409, III) в детали (если деталь выполнена из пластичного металла) или в промежуточном корпусе из пластичного металла (рис. 409, IV, V).

Конструкции, изображенные на рис. 409, IV, V, — агрегатированные: фиксатор устанавливается на деталь в сборе как отдельный узел.

На рис. 409, VI–XIII показаны цилиндросферические фиксаторы. Конструкции на рис. 409, VII–IX — агрегатированные. В конструкции на рис. 409, IX фиксатор застрахован от выпадения цилиндрическим штифтом, пропущенным через отверстия в корпусе и окна в стержне фиксатора.

На рис. 409, X–XIV показаны цилиндрические фиксаторы для жесткой фиксации. Обязательны конус-искатель на цилиндр и заходная фаска в гнезде. Как и во всякой конструкции с жесткой фиксацией, должны быть предусмотрены средства извлечения фиксатора из гнезда.

На рис. 409, XV–XVII изображены цилиндрикоконические фиксаторы; конструкция на рис. 409, XVII — агрегатированная.

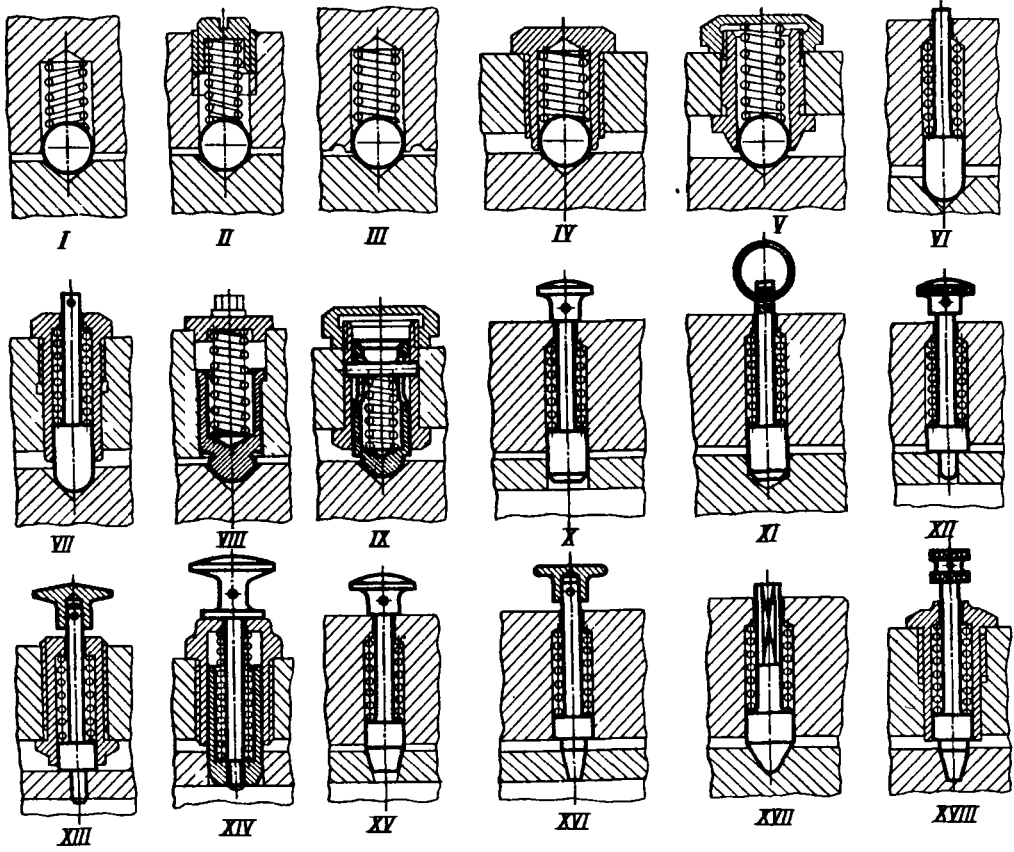


Рис. 409. Конструктивные разновидности фиксаторов

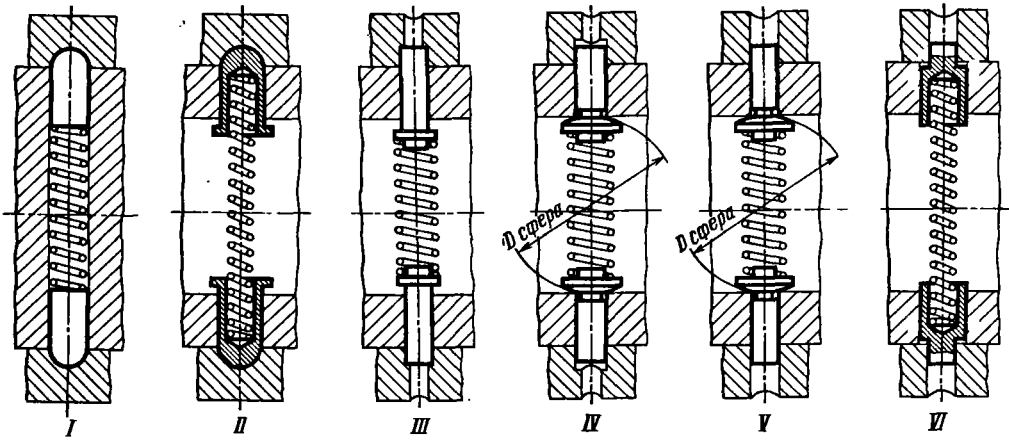


Рис. 410. Фиксация втулок на валах

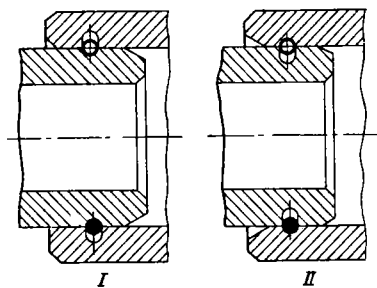


Рис. 411. Фиксация концентричных деталей пружинными кольцами. Установка кольца в выточку: I — детали; II — вала

Клиновой фиксатор (рис. 409, XVIII), входящий в треугольную прорезь детали, должен быть застрахован от проворачивания в отверстии. В конструкции фиксатор удерживается от поворота лысками на хвостовике, пропущенном через фигурное отверстие в корпусе.

На рис. 410 показаны примеры фиксации втулок на валах. В конструкциях на рис. 410, I, II фиксация упругая, в конструкциях на рис. 410, III — VI — жесткая. В случае жесткой фиксации должны быть предусмотрены отверстия для утопления фиксаторов при разборке соединения.

В конструкциях на рис. 410, I — IV втулка фиксируется только в осевом направлении заходом фиксаторов в кольцевую выточку и имеет свободу вращения относительно вала; в конструкциях на рис. 410, V, VI фиксаторы заходят в отверстие втулки; втулка зафиксирована в осевом и угловом направлениях.

В конструкциях, подобных изображенному на рис. 410, IV, V, желательно упорные буртики фиксаторов выполнять по сфере диамет-

ром, равным диаметру внутренней полости вала, для обеспечения надежного прилегания буртиков к стенкам полости.

Концентричные цилиндрические детали часто фиксируют в осевом направлении относительно друг друга разными пружинными кольцами. Кольцо устанавливается в выточку наружной детали (рис. 411, I) и при введении одной детали в другую заскакивает в кольцевую выточку вала. Возможна и обратная схема: кольцо устанавливается в выточку вала (рис. 411, II) и заскакивает в выточку наружной детали.

Для надежного действия фиксатора необходимо, чтобы в первом случае внутренний диаметр d_1 кольца в свободном состоянии (рис. 412, I) был несколько меньше внутреннего диаметра d_2 выточки на валу. В рабочем состоянии кольцо должно несколько утопаться в выточке наружной детали (величина a , рис. 412, III).

Во втором случае наружный диаметр D_1 кольца в свободном состоянии (рис. 413, I) должен быть несколько больше наружного диаметра D_2 выточки в корпусе. В рабочем состоянии кольцо должно несколько утопаться в выточке вала (величина a , рис. 413, III).

Фиксация кольцами круглого сечения — упругая. При необходимости жесткой фиксации применяют кольца прямоугольного сечения (рис. 414, I, II, III).

При кольцах с биконической поверхностью (рис. 415, I, II, III) фиксация может быть в зависимости от угла конуса упругой или жесткой.

На рис. 416 изображены типовые конструкции фиксирующих поворотных рукояток. В конструкции на рис. 416, I фиксирующий штырь a , скользящий во втулке b , укрепленной

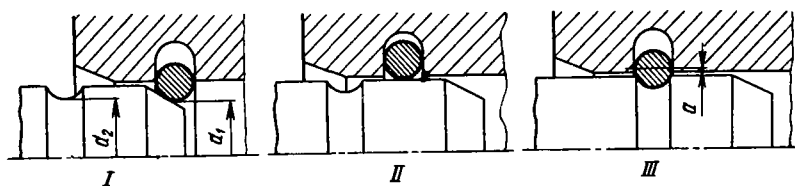


Рис. 412. Фиксация пружинным кольцом, установленным в выточке наружной детали: I, II, III — последовательные стадии сборки

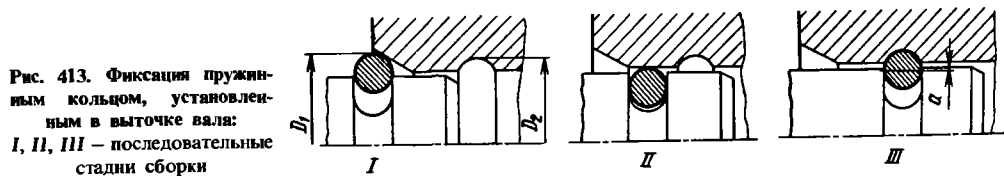


Рис. 413. Фиксация пружинным кольцом, установленным в выточке вала: I, II, III — последовательные стадии сборки

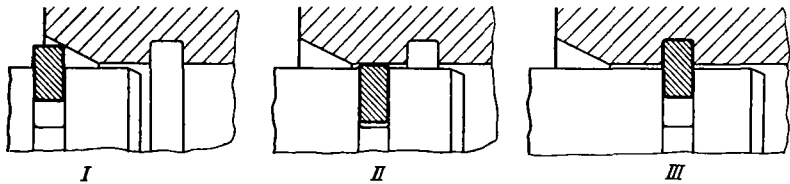


Рис. 414. Жесткая фиксация пружинным кольцом прямоугольного профиля

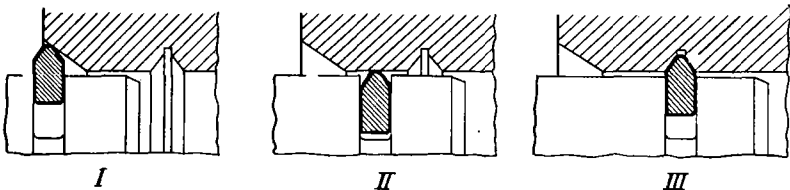


Рис. 415. Фиксация биконическим пружинным кольцом

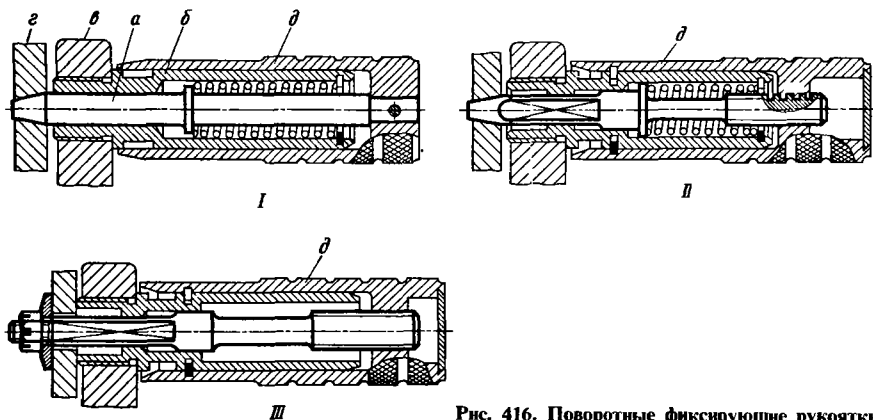


Рис. 416. Поворотные фиксирующие рукоятки

на рукоятке *в*, заходит в конические отверстия на неподвижном лимбе *г*. Для выхода фиксатора из отверстия необходимо оттянуть ручку *д*, после чего фиксатор может быть установлен в другое отверстие лимба.

Удобнее в обращении конструкция на рис. 416, II, где фиксирующий штырь соединен с ручкой *д* многозаходной резьбой. Вывод фиксатора из отверстия лимба осуществляется поворотом ручки *д* вокруг оси.

На рис. 416, III изображена рукоятка с бесступенчатой фиксацией. В этом случае фиксирующий штырь перемещается в пазу лимба, выполненном по дуге окружности с центром, совпадающим с осью вращения рукоятки. Фиксация в любом положении осуществляется поворотом ручки *д* вокруг ее оси, что сопровождается затяжкой рукоятки на лимб. Для освобождения фиксатора ручку поворачивают в обратном направлении.

ВРАЩАТЕЛЬНО-ОСЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

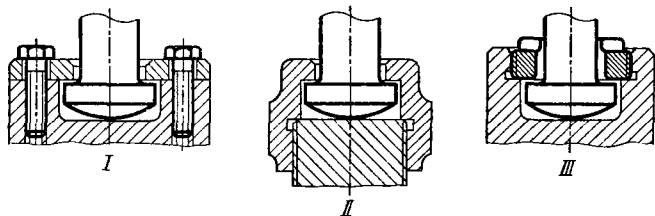
В качестве примера вращательно-осевых соединений, обеспечивающих свободу вращения одной детали относительно другой при одновременной фиксации в осевом направлении и при наличии осевой силы, можно привести соединение тарелки запорного клапана со штоком-винтом, осуществляющим посадку тарелки на седло и подъем тарелки.

На рис. 417 изображен случай, когда головка штока имеет диаметр, больший диаметра стержня, и когда крепящий элемент можно надеть с конца стержня, противоположного соединению.

На рис. 418 представлен более общий случай, когда монтаж крепящего элемента может осуществляться с любой стороны. В конструкции на рис. 418, I шток фиксируется винтом,

Рис. 417. Вращательно-осевые соединения. Случай соединения со стороны свободного конца штока:

I — крепление головкой привертным фланцем; *II* — наружной гайкой; *III* — внутренней гайкой



завертываемым в кольцевую выточку на штоке. Недостаток такой конструкции — одностороннее приложение нагрузки; при движении штока вверх она может воспринимать лишь легкие нагрузки. Установка двух (или трех) симметрично расположенных винтов не помогает: из-за неточности осевого расположения винтов нагрузку все равно будет нести какой-либо один винт.

В конструкции, изображенной на рис. 418, *II*, шток фиксируется пальцем, заведенным в его отверстие и в кольцевую выточку в присоединяемой детали. Палец предохранен от выпадения нарезной заглушкой.

На рис. 418, *III, IV* показаны способы крепления фланцем. В конструкции на рис. 418, *III* фланец заводится прорезом в выточку в штоке. На рис. 418, *IV* фланец выполнен из двух

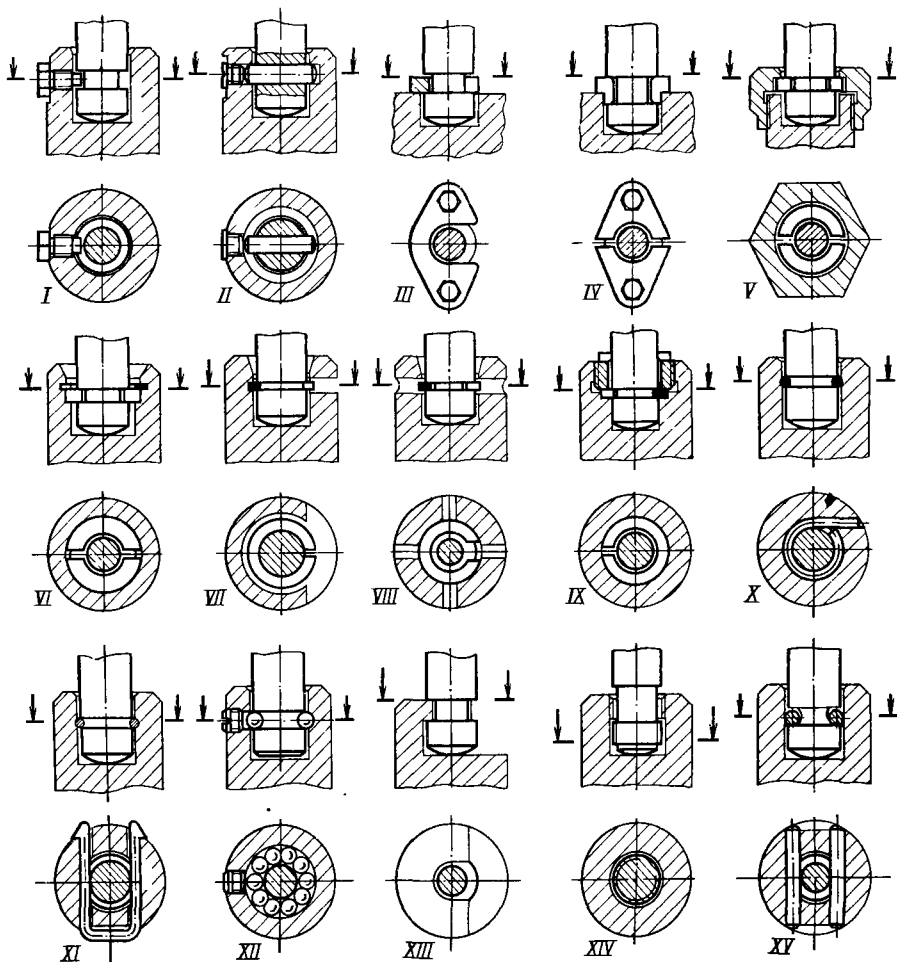


Рис. 418. Вращательно-осевые соединения. Конструктивные разновидности

частей, снабженных центрирующим буртиком (во избежание проворачивания на крепежных болтах).

В конструкциях на рис. 418, V, VI шток фиксируется полукольцами, закрепленными гайкой (рис. 418, V) или зегером (рис. 418, VI). В конструкциях на рис. 418, VII – IX фиксация осуществляется зегерами.

В случае, изображенном на рис. 418, VII, зегер установлен непосредственно в кольцевой выточке присоединяемой детали и при введении штока заскакивает в выточку штока. В присоединяемой детали проделан прорез; при разборке в прорез вводят щипцы и разжимают зегер.

В конструкции, изображенной на рис. 418, VIII, зегер установлен в кольцевой выточке штока и при введении штока заскакивает в выточку присоединяемой детали. Разборка осуществляется сжатием зегера через радиальные отверстия в присоединяемой детали. В конструкции на рис. 418, IX зегер затягивается внутренней гайкой. В конструкции на рис. 418, X шток фиксируется проволокой из мягкой стали, заводимой в кольцевые выточки полукруглого профиля в штоке и в присоединяемой детали.

В конструкции, приведенной на рис. 418, XI, фиксация осуществляется скобой из пружинной проволоки, устанавливаемой в кольцевую выточку штока через отверстия в присоединяемой детали.

На рис. 418, XII показано соединение при помощи шариков, заводимых через боковое отверстие в выточки полукруглого сечения в штоке и присоединяемой детали. В отличие от большинства конструкций, показанных выше, соединение может передавать большие силы в обоих направлениях, причем с минимальным сопротивлением вращению.

В данном случае можно обойтись без упора торца штока в присоединяемую деталь. Соединение нуждается в повышенной точности изготовления. Канавки под шарики должны иметь твердость не менее HRC 45.

На рис. 418, XIII изображен широко применяемый для малых нагрузок способ установки штока в консольную прорезную лапку, отфрезерованную как одно целое с присоединяемой деталью. В этом соединении шток должен быть зафиксирован от бокового смещения относительно оси присоединяемой детали.

На рис. 418, XIV показан простой способ соединения ввертыванием нарезного хвостовика штока через резьбовой пояс на присоединяемой детали. Соединение применимо в случае небольших нагрузок при движении системы вверх. Если при движении вверх шток вращается относительно присоединенной детали,

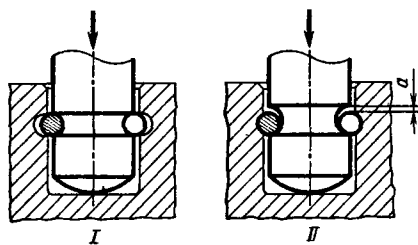


Рис. 419. Соединение штифтами: I – неправильная конструкция; II – правильная конструкция

то резьба должна иметь направление, обратное направлению вращения.

На рис. 418, XV изображено распространенное соединение при помощи двух штифтов, пропущенных через отверстия в присоединяемой детали и через выточку полукруглого профиля в штоке.

Во избежание увода сверла на участке его выхода в центральное отверстие присоединяемой детали, отверстия под штифты обычно сверлят по кондуктору перед растачиванием центрального отверстия, что обеспечивает необходимую для правильной работы соединения точность расположения штифтов относительно выточки штока.

Для надежного упора торца штока в присоединяемую деталь радиус полукруглой выточки в штоке делают несколько больше радиуса сечения штифтов с таким расчетом, чтобы при упоре между штифтами и канавками оставался зазор a (рис. 419, II).

Центры отверстий обычно располагают по образующим цилиндра штока или, что лучше, – с небольшим смещением к центру.

На рис. 420 показано неразборное соединение, получаемое чеканкой присоединяемой детали на ротационно-ковочной машине с затеканием материала в выточки штока. Для обеспечения свободного вращения поверхность штока перед чеканкой покрывают кол-

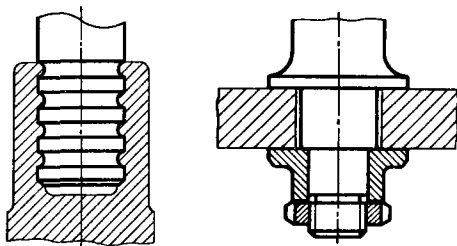


Рис. 420. Соединение при помощи чеканки

Рис. 421. Соединение привертной шайбой

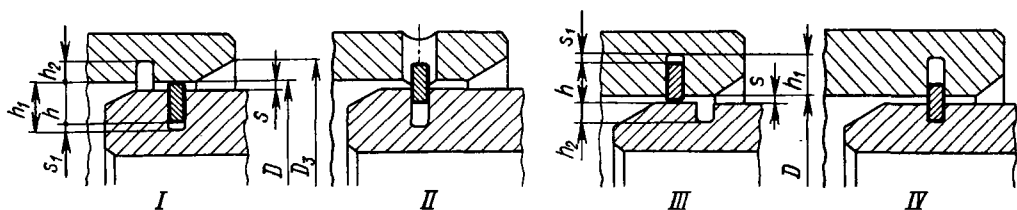


Рис. 422. Соединение при помощи разрезных пружинных колец

лоидальным графитом или другой разделительной мазью.

На рис. 421 показан пример соединения для случая, когда конструкция присоединяемой детали допускает подход к торцу штока. Фиксация штока здесь осуществляется при помощи шайбы, притягиваемой гайкой к концу штока.

Нередко для осевой фиксации соосных цилиндрических деталей (когда необходима свобода вращения деталей относительно друг друга) применяют разрезные пружинные кольца. Кольцо вставляют в канавку внутренней детали (рис. 422, I). При введении в отверстие наружной детали кольцо заходит в канавку наружной детали (рис. 422, II).

Глубина h_1 канавки внутренней детали должна быть достаточной для полного утопления кольца при монтаже, т. е. $h_1 \geq h - s + s_1$, где h — высота кольца, s — радиальный зазор между деталями, $s_1 \approx s$ — страховочный зазор в канавке.

Глубину канавки h_2 в наружной детали делают примерно равной $0,5h$. Наружный диаметр кольца в свободном состоянии $D_2 = D + h_2$, где D — диаметр отверстия.

Для облегчения сборки на торце отверстия делают пологую фаску диаметром D_3 , несколько превышающим D_2 .

Конструкцию можно сделать разборной, если предусмотреть в стенках наружной детали радиальные отверстия (рис. 422, II), позволяющие сжать кольцо.

На рис. 422, III, IV изображены случаи установки кольца в канавке наружной детали. Аналогично предыдущему глубина канавки во внутренней детали $h_1 = h - s + s_1$. Глубина канавки во внутренней детали $h_2 \approx 0,5h$. Внутренний диаметр кольца в свободном состоянии $D_2 = D - h_2$. Эта конструкция практически неразборная, поэтому ее применяют редко.

СПОСОБЫ УСТАНОВКИ СФЕР

На рис. 423 изображены основные схемы установки сфер в сочленениях, например в самоустанавливающихся подшипниках, в центрирующих соединениях, работающих в условиях перекоса, в сферических соединениях тяг и т. д.

Установка сфер может быть осуществлена следующими способами.

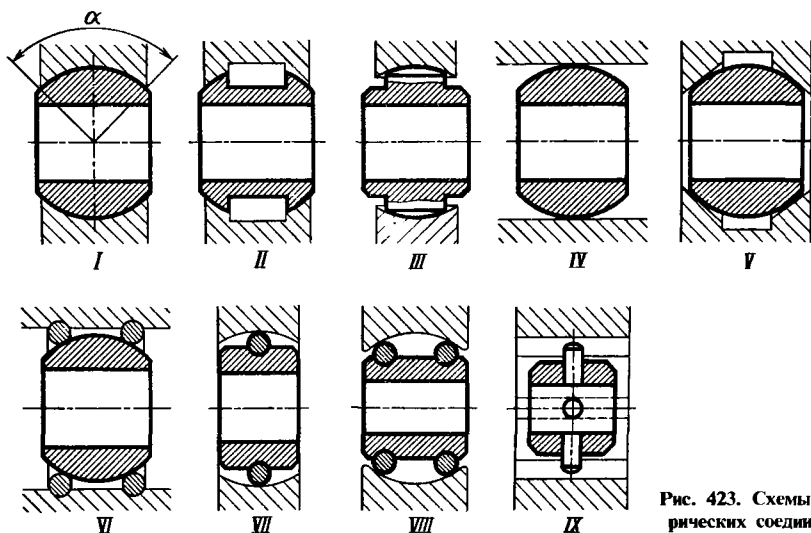


Рис. 423. Схемы сферических соединений

Сфера по сфере (рис. 423, I) Это наиболее распространенное сочленение, которое может выдерживать большие радиальные нагрузки и осевые силы (при большом угле охвата α несущей поверхности).

На рис. 423, II, III изображены разновидности сочленения: на рис. 423, II — сочленение с подрезанным центральным участком несущей сферической поверхности, применяемое в случаях, когда преобладает осевая нагрузка; на рис. 423, III — соединение на сферических шипах, применяемое для небольших нагрузок, преимущественно радиальных.

Сфера по цилиндру (рис. 423, IV). Соединение технологически более простое, чем предыдущее, и простое в сборке. Контакт в отличие от первого способа — линейный. Соединение может нести небольшие радиальные нагрузки.

Сфера по конусу (рис. 423, V). Соединение может нести уменьшенные по сравнению с первым способом радиальные и осевые нагрузки.

Зазор между несущими поверхностями регулируется с помощью сближения или удаления конусов.

Сфера по кольцам (рис. 423, VI). Соединение принципиально не отличается от предыдущего. Кольца могут быть сделаны разрезными, наподобие зегеров; сборка сочленения при этом упрощается.

Кольцо по сфере (рис. 423, VII). Соединение может нести небольшие радиальные нагрузки.

Два кольца по сфере (рис. 423, VIII). Соединение может нести небольшие радиальные и осевые нагрузки.

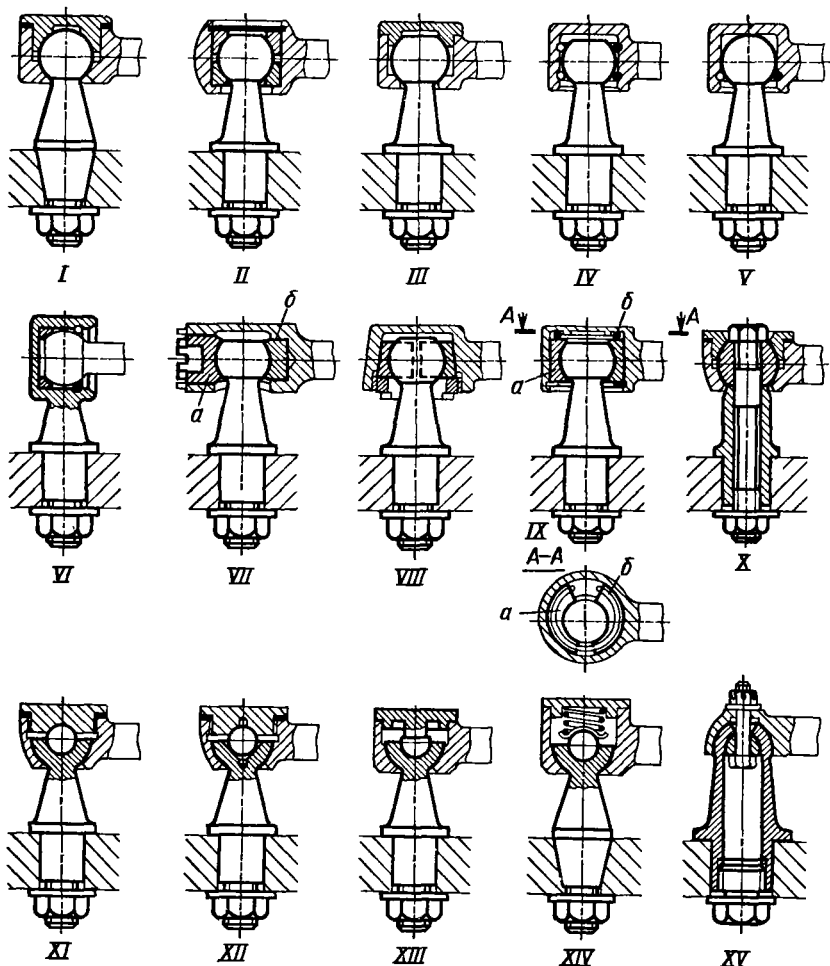


Рис. 424. Конструкции сферических соединений

На рис. 423, IX изображен кинематический эквивалент сферического сочленения. Поворот во всех направлениях относительно центральной точки обеспечивается при помощи цилиндрических, расположенных крестообразно шипов, выходящих в пазы корпуса. Соединение может нести небольшие радиальные нагрузки.

Типы сферических соединений. Сферические соединения применяются для передачи толкающих и тянущих нагрузок в рычажных механизмах с пространственным движением звеньев. Чаще всего сферические соединения применяются в рычажных системах управления, иногда в силовых рычажных механизмах при невысоких рабочих нагрузках.

Употребительные типы сферических соединений показаны на рис. 424. Простейший вид сочленения представлен на рис. 424, I. Соединение состоит из стойки со сферической головкой, входящей в сферическое гнездо тяги с разъемом по оси тяги. Гнездо замыкается крышкой, прикрепляемой к головке тяги винтами. Зазор в соединении регулируется прокладкой между крышкой и головкой тяги. Трущиеся поверхности соединения должны обладать повышенной твердостью, которую получают объемной закалкой, закалкой с нагревом ТВЧ, цианированием и другими способами. Обязательна смазка поверхностей трения, осуществляемая чаще всего набивкой пластичного смазочного материала.

В конструкции на рис. 424, II сферическое гнездо образовано двумя закаленными сухарями, вводимыми в головку тяги и фиксируемыми завальцованной крышкой. Соединение неразъемное.

Для упрощения изготовления гнезд устанавливают сферическую головку между коническими поверхностями (рис. 424, III), между сегерами (рис. 424, IV) с линейным контактом на поверхностях трения, иногда с точечным контактом (рис. 424, V). Несущая способность этих соединений меньше, чем соединений с контактом по сфере.

На рис. 424, VI изображена обращенная схема: сферическая головка выполнена на тяге, гнездо — в стойке.

На рис. 424, VII–IX показаны конструкции с регулировкой натяга в сочленении. В конструкции на рис. 424, VII регулировка осуществляется затяжкой гайки *a* со сферическим гнездом, с упором в сферический сухарь *b*. В конструкции на рис. 424, VIII затяжку выполняют гайкой, действующей на два сухаря с конической наружной поверхностью, установленные в коническом гнезде головки тяги.

На рис. 424, IX изображена конструкция с автоматическим выбором зазора в сочленении. Головка стойки охватывается клиновыми сухарями, установленными в эксцентричной расточке головки тяги. Сухари постоянно вводятся в клиновидный зазор действием кольцевой пружины *b*.

На рис. 424, X изображена конструкция с составной стойкой, которая позволяет упростить изготовление сферической головки.

В конструкциях на рис. 424, XI–XIII головка образована полусферой на стойке с центральным гнездом, в которое закладывается шарик малого диаметра. Силовое замыкание осуществляется между шариком и гнездом.

В конструкции на рис. 424, XIV силовое замыкание выполняется пружиной. Соединение предназначено для передачи легких нагрузок.

На рис. 424, XV изображена компактная конструкция головки, состоящей из полусферы на стойке с внутренним гнездом, в которое закладывается полусфера меньшего диаметра. Соединение стягивают сквозным болтом.

ШТОКИ

Во многих механизмах с пространственно-движущимися звеньями для передачи толкающей нагрузки применяются штоки со сферическими наконечниками. В качестве примера можно привести случай передачи движения от кулачкового вала клапану у двигателей с нижним распределением.

На рис. 425 изображены типовые конструкции массивных штоков со сферическими головками. Штоки на рис. 425, I–V изготовляют из прутков; штоки на рис. 425, VI–VIII с увеличенной сферой требуют высадки голов-

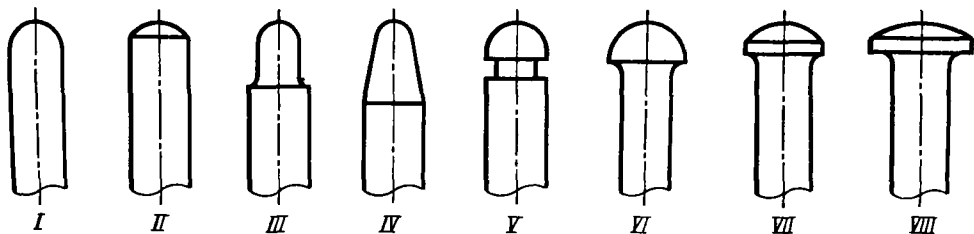


Рис. 425. Сферические наконечники штоков

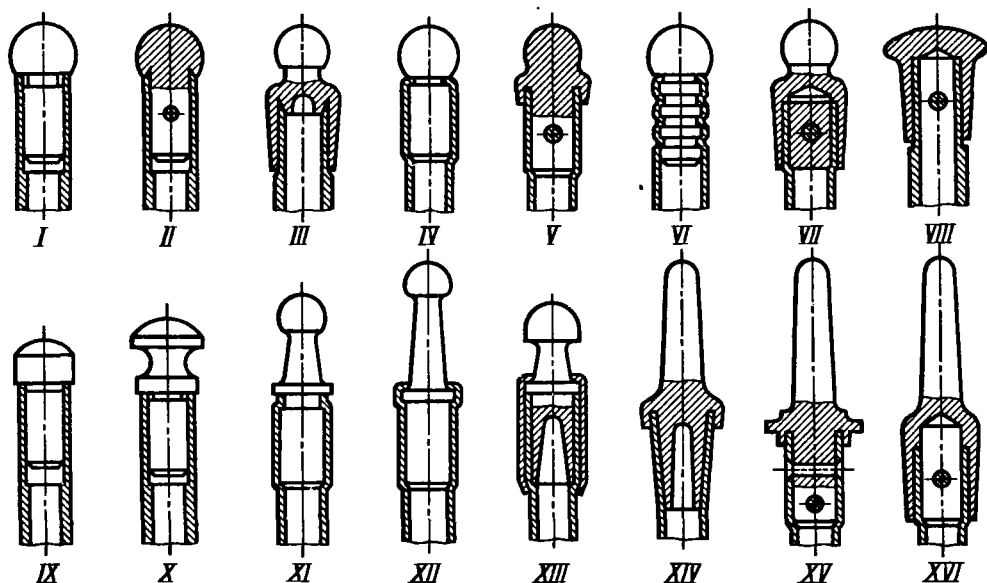


Рис. 426. Крепление сферических наконечников в трубчатых стержнях

ки. Рабочим поверхностям головок придают повышенную твердость ($HRC\ 58-62$) закалкой с нагревом ТВЧ и т. п.

В механизмах быстроходных машин при движении штоков возникают большие ускорения. Для уменьшения инерционных сил в таких случаях применяют облегченные штоки, состоящие из трубчатого стержня с закрепленными на нем сферическими наконечниками.

Конструкции составных штоков показаны на рис. 426, I—XVI.

Соединение головок с трубкой подвержено действию многократно повторенных нагрузок, близких по характеру к ударным. Поэтому особое внимание уделяют прочности и жесткости узла заделки головок.

Стержень головки сажают по посадкам с натягом в предварительно развернутую трубку (рис. 426, I). Во избежание раскрытия торцы трубки заводят в кольцевую выточку в головке (рис. 426, II). Соединение страхуют поперечными штифтами или заклепками (стержень головки при этом не должен подвергаться термообработке). Иногда головку сажают на наружную, предварительно обточенную поверхность трубки (рис. 426, III). Эти способы ослабляют трубку. Предпочтительней способ посадки стержня в предварительно развальцованную трубку (рис. 426, IV, V, XI, XII) с последующей чеканкой на ротационно-ковочной машине. Иногда трубку завальцовывают по кольцевым выточкам в теле стержня (рис. 426, VI). Узел заделки усиливают вставка-

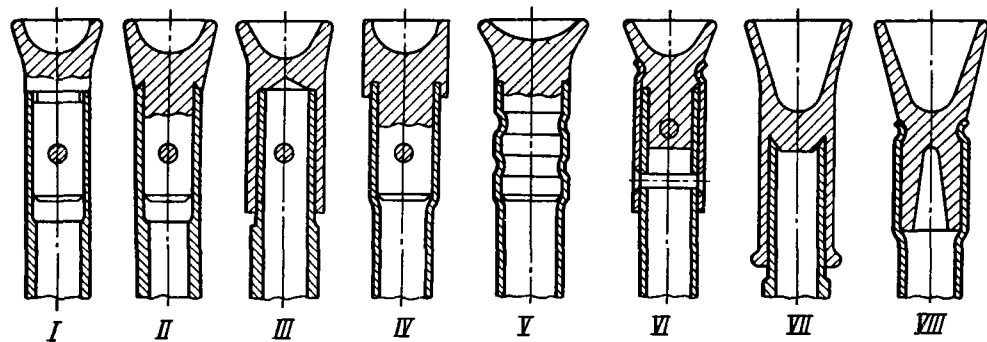


Рис. 427. Крепление наконечников с внутренней сферой в трубчатых стержнях

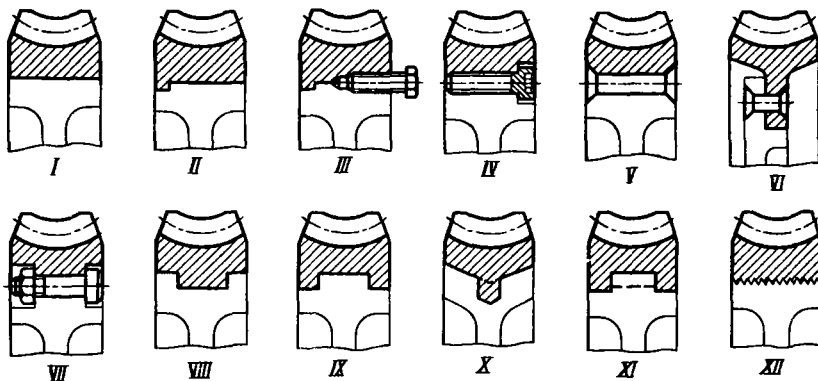


Рис. 428. Способы соединений бронзовых ободов с дисками

ми (рис. 426, *VI*) или наружными манжетами (рис. 426, *XVI*).

Прочное соединение показано на рис. 426, *XIV*. Стержень головки имеет коническую форму. При запрессовке стержень раздает трубку на конус. Соединение замыкается завальцовкой ранта головки.

В конструкции штоков иногда применяют обратную схему: на штоке устанавливают сферическую чашку, сопрягающуюся со сферическими головками на приводных деталях.

Конструктивные разновидности штоков с чашками и способы крепления чашек на трубчатых стержнях показаны на рис. 427, *I* – *VIII*.

БАНДАЖИРОВАНИЕ

На рис. 428 показаны способы соединения бронзовых насадных ободов с чугунными и стальными центрами колеса. Соединение чаще всего осуществляют посадкой с натягом *H7/t6*, *H7/s6*, *H7/t7*, *H7/u7*.

Обода напрессовывают до совпадения торцов обода и диска (рис. 428, *I*) или до упора

в буртик (рис. 428, *II*). Для передачи крутящего момента и осевой фиксации обода на центре совершенно достаточно сил сцепления, обусловленных натягом (рис. 428, *I*), особенно если обод имеет большой диаметр. Для страховки применяют нарезные стержни (рис. 428, *III*), срезаемые после заворачивания заподлицо с торцом; болты (рис. 428, *IV*) или заклепки (рис. 428, *V*).

Нарезание зубьев и чистовая обработка торцов производятся после запрессовки.

На рис. 428, *VI* показано соединение обода с диском при помощи заклепок; на рис. 428, *VII* – разборное соединение на болтах. В некоторых случаях бронзовые ободы непосредственно заливают на диск. Для повышения прочности сцепления на ободе делают ступеньки (рис. 428, *VIII*, *IX*) или шипы (рис. 428, *X*, *XI*). Наиболее простой и вместе с тем надежный способ – заливка по шероховатой поверхности (рис. 428, *XII*). Способ заливки неприменим для колес ответственного назначения. Здесь целесообразнее применять насадные ободы из ковanej термообработанной бронзы.

12. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ

Литье широко применяют для изготовления фасонных деталей от мелких до самых крупных типа базовых и корпусных. У многих машин (двигатели внутреннего сгорания, турбины, компрессоры, металлорежущие станки и т. д.) масса литых деталей составляет 60—80% массы машины.

С помощью литья можно получить детали самой сложной конфигурации, невыполнимые другими способами формообразования. Литейный процесс производителен и недорог.

Для литых деталей характерны пониженная прочность, различные механические показатели в разных участках отливки, склонность к образованию дефектов и напряжений. Качество отливки зависит от технологии литья и конструкции детали, поэтому конструктор должен знать основные правила литейной техники и уверенно владеть приемами, обеспечивающими получение качественных отливок при наименьших производственных затратах.

Применяют следующие способы литья.

Литье в песчаные (земляные) формы. Наиболее распространенный и универсальный способ литья и практически единственный способ изготовления крупногабаритных отливок. Формовку производят по деревянным или металлическим моделям в опоках, набиваемых песчано-глинистыми смесями. Внутренние полости образуют стержнями, формуемыми в стержневых ящиках из песчаных смесей с крепителями.

Точность размеров отливки зависит от качества изготовления формы и свойств литейного сплава (отклонения от номинальных размеров в среднем $\pm 7\%$). Параметры шероховатости поверхности $Rz = 10 \div 40$ мкм.

Производительность литейного процесса и качество отливок значительно повышаются при машинной формовке (набивка опок с помощью прессовых, встряхивающих и пескометных машин).

Ответственные, а также крупногабаритные детали отливают в стержневых формах, наружные и внутренние поверхности которых образуются блоками стержней, соединяемых механически или склеиванием.

Литье в оболочковые формы. Формы готовят по металлическим моделям в виде оболочек толщиной 6—15 мм из песчаных смесей с термореактивной смолой (бакелит) и отверждают нагревом до 150—350°C. Способ применяют преимущественно для отливки открытых (корытных, чашечных) деталей размером до 1 м. Точность размеров $\pm 5\%$, параметры

шероховатости от $Ra = 1,25 \div 2,5$ мкм до $Rz = 10 \div 20$ мкм.

Кокильное литье. Металл заливают в постоянные чугунные или стальные формы (кокили). При отливке деталей малых размеров и деталей из цветных сплавов внутренние полости образуют металлическими стержнями, при отливке средних и крупных деталей — песчаными стержнями (полукокильное литье). Способ обеспечивает повышенную прочность отливок, точность $\pm 4\%$, параметры шероховатости те же, что и при литье в оболочковые формы.

Центробежное литье. Применяется для отливки цилиндрических полых деталей типа труб. Металл заливают во вращающиеся чугунные или стальные барабаны, где он уплотняется действием центробежных сил. Точность отливки (толщина стенок) зависит от точности дозирования подачи металла.

Мелкие детали отливают этим способом в постоянные металлические формы.

Литье под давлением. Металл заливают в постоянные стальные формы под давлением 3—5 МПа. Способ обеспечивает высокую производительность, точность размеров ($\pm 1\%$) и малую шероховатость поверхности. Последующая механическая обработка, как правило, не требуется. Этот вид литья применяют для массового изготовления небольших и средних деталей, преимущественно из легкоплавких сплавов (алюминиевых, медно-цинковых и др.). Для отливки стальных и чугунных деталей пресс-формы необходимо изготавливать из жаропрочных сталей.

Литье по выплавляемым моделям. Модели изготавливают из легкоплавких материалов (парафин, стеарин, воск, канифоль) посредством литья под давлением в металлические пресс-формы. Модели соединяют в блоки, покрывают тонким слоем огнеупорного состава (кварцевый порошок с этилсиликатом или жидким стеклом) и заформовывают в неразъемные песчаные формы, которые прокалывают при 850—900°C, в результате чего модели без остатка удаляются. В образовавшиеся полости заливают металл при нормальном давлении или под давлением 0,2—0,3 МПа.

Способ применяют для отливки мелких и средних деталей произвольной конфигурации. Высокая точность размеров ($\pm 2\%$) и малая шероховатость поверхности позволяют в большинстве случаев обойтись без последующей механической обработки, вследствие чего этот способ часто применяют для изготовления деталей из труднообрабатываемых материалов (например, турбинных лопаток из жаропрочных сплавов).

Литье по газифицируемым моделям. В неразъемные песчаные формы заформовывают модели из пенопо-

листирола (плотность 10–30 кг/м³), которые при заливке металла газифицируются; пары и газы уходят через выпоры и вентиляционные отверстия. Другие способы удаления заформованных моделей – возгонка (нагрев при 300–450 °С без доступа воздуха) и растворение модели в дихлорэтаноле или бензоле.

Литье по удаляемым полистироловым моделям позволяет получить точные отливки практически без ограничений по конфигурации (вплоть до цельнолитых цепей с сомкнутыми звеньями).

Рассмотрим наиболее распространенный способ – литье в песчаные формы. Многие правила конструирования деталей, отливаемых в песчаные формы, действительны и для других способов литья.

ТОЛЩИНА СТЕНКИ И ПРОЧНОСТЬ ОТЛИВОК

Стенки литых деталей обладают неодинаковой прочностью в поперечном сечении из-за различия условий кристаллизации. Прочность максимальна в поверхностном слое, где металл вследствие повышенной скорости охлаждения приобретает мелкокристаллическую структуру и где образуются благоприятные для прочности остаточные напряжения сжатия. В поверхностном слое чугунных отливок преобладают перлит и цементит. Сердцевина, застывающая медленнее, имеет крупнокристаллическое строение с преобладанием феррита и графита. В ней нередко образуются дендритные кристаллы и возникают усадочные раковины и рыхлоты.

Чем массивнее стенка, тем резче разница между прочностью сердцевины и корки, поэтому увеличение толщины стенок не сопровождается пропорциональным увеличением прочности отливки (рис. 429).

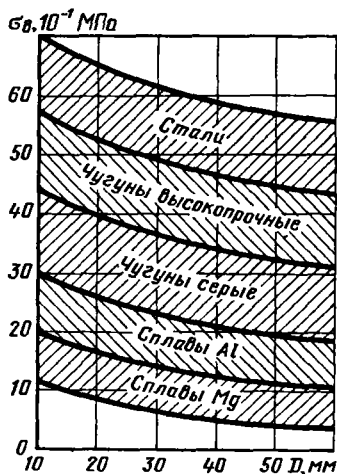


Рис. 429. Прочность литых сплавов

По этим причинам, а также для уменьшения массы целесообразно выполнять стенки отливок наименьшей толщины, которая допускается условиями литья. Необходимую жесткость и прочность обеспечивают ребрением, применением рациональных профилей, приданием деталям выпуклых, сводчатых, сферических, конических и тому подобных форм. Такой метод всегда приводит к получению более легких конструкций.

Качество формы отливки можно приближенно оценить отношением ее поверхности к объему или при заданной длине – отношением периметров S к сечению F :

$$\Omega = \frac{S}{F} \quad (135)$$

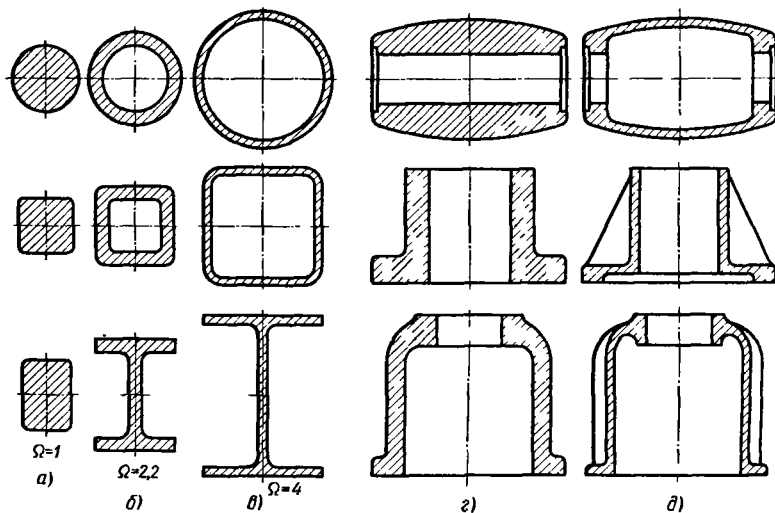


Рис. 430. Формы литых деталей

На рис. 430, *а-в* приведены значения Ω для нескольких равновеликих сечений с различной толщиной стенок. Массивные формы (виды *а, б*) нецелесообразны по прочности и массе. Правильные литейные формы — это тонкостенные, развитые по периферии формы (виды *в*).

На видах *г, д* показаны примеры нерационального оформления литых деталей в виде массивных отливок (*г*) и рационального — в виде тонкостенных конструкций (*д*).

Механическую обработку литых деталей следует сводить к минимуму не только в интересах сокращения стоимости изготовления, но и по соображениям прочности (при механической обработке удаляется наиболее прочный поверхностный слой). Участки, подвергаемые механической обработке, усиливают, утолщая прилегающие стенки.

ФОРМОВКА

Конструкция отливки должна обеспечивать простое и удобное изготовление формы. Это условие разделяется на следующие, частные:

- 1) модель должна беспрепятственно извлекаться из формы;
- 2) стержни должны свободно формоваться в стержневых ящиках;
- 3) конфигурация и крепление стержней не должны препятствовать сборке формы.

Устранение подрезок

Для свободного извлечения модели из формы нужно, чтобы на поверхности модели не было *подрезок* — выступов или углублений, расположенных перпендикулярно или на-

клонно к направлению выемки, которые при извлечении модели срезают отформованные участки.

На рис. 431, *а* показана схема подрезки. Деталь имеет наклонные ребра. При извлечении модели (направление извлечения показано штриховкой, перпендикулярной к плоскости *A-A* разреза формы) ребра срезают участки формы, зачерненные на рисунке. Для устранения подрезки можно выполнить части модели, мешающие выемке, отъемными или выдвигаемыми. Перед извлечением модели эти части отнимают или убирают внутрь модели, после чего модель выходит из формы. По другому способу модель изготавливают с заполнением подрезаемых участков; такая модель дает форму, изображенную на виде *б*. Требуемую конфигурацию получают установкой в форме закладных стержней после извлечения модели (вид *в*).

Все эти способы усложняют и удорожают формовку. Целесообразнее придать детали конфигурацию, исключающую подрезку. При расположении ребер параллельно направлению извлечения (вид *г*) модель беспрепятственно выходит из формы.

При конструировании отливки необходимо иметь ясное представление о расположении плоскости разреза и о положении детали в форме при заливке. Как правило, детали отливают ответственными поверхностями вниз, так как металл в нижних частях отливки получается более плотным и качественным, чем в верхних частях. Установив плоскость разреза, необходимо последовательно просмотреть все элементы конструкции и устранить подрезки.

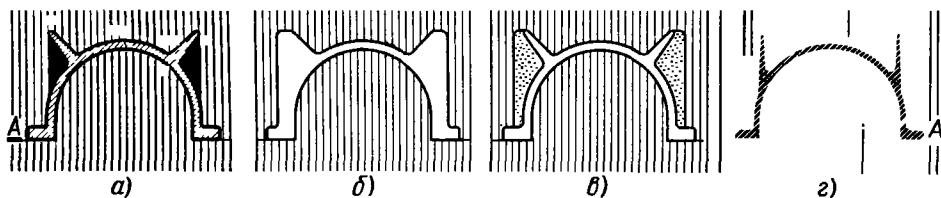


Рис. 431. Подрезки и способы их устранения

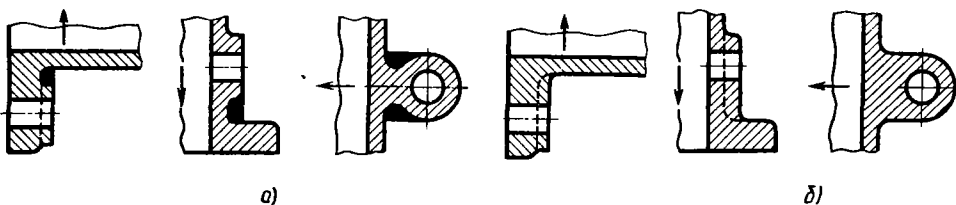


Рис. 432. Подрезки при формовке бобышек

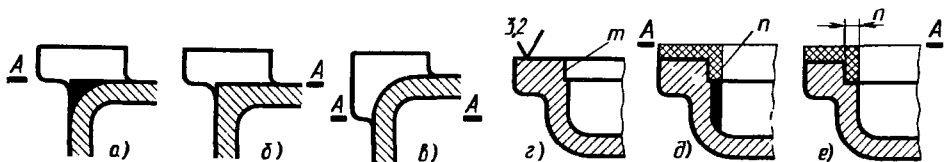


Рис. 433. Устранение подрезок

Это сделать помогает правило теней. Надо представить себе, что деталь освещена лучами, нормальными к плоскости разреза (вид *a*). Затененные участки свидетельствуют о наличии подрезок.

На рис. 432, *a*–*в* представлены примеры подрезок при формовке бобышек (направление извлечения модели показано стрелками). Способы устранения подрезок показаны на виде *б*.

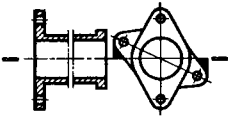
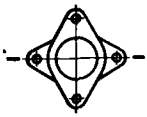
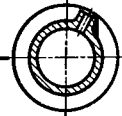
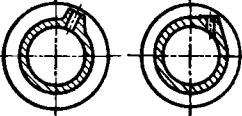


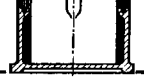
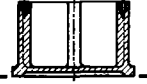
Подрезки не всегда ясно просматриваются на чертеже и ускользают от внимания конструктора. Пример неявной подрезки приведен на рис. 433, *a* (узел показан в положении формовки; плоскость разреза обозначена буквой *A*).

Галтель коробки образует в нижней форме мертвый объем (зачерненный на рисунке). Отформовать этот угол можно, если продлить вертикальную стенку коробки до плоскости разреза (вид *б*) или перенести плоскость разреза на участок слияния галтели со стенкой; лапа в этом случае должна быть продолжена до плоскости разреза (вид *в*).

В конструкции чашечной детали (вид *г*) поверхность выточки *m* расположена слишком близко к смежной черной стенке. Предусматриваемый в модели припуск *n* на механическую обработку (вид *д*) образует подрезку (зачерненный участок). Ее можно ликвидировать, углубив выточку по отношению к черной поверхности на припуск *n* (вид *е*).

В табл. 35 приведены примеры подрезок в типовых машиностроительных деталях и способы их устранения.

Продолжение табл. 35

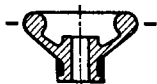
Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
Патрубок   Расположение осей фланцев под углом 90°	
Трубчатая деталь   Изменение конфигурации бобышки	
Корпус   Расширение внутренней полости корпуса	
Корпус   Продление бобышек до дна корпуса	

35. Устранение подрезок

Исходная конструкция

Исправленная конструкция и способ устранения

Ручной маховичок

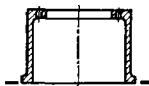
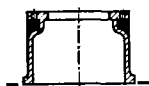


Изменение конфигурации детали

Продолжение табл. 35

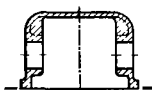
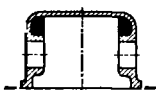
Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
----------------------	--

Корпус



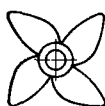
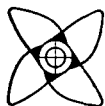
Устранение фланца путем перехода с болтового крепления на крепление шпильками

Корпус



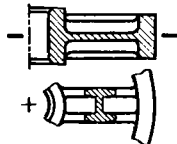
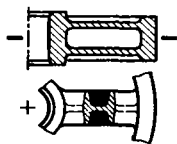
Продление бобышек до потолка корпуса

Крыльчатка вентилятора



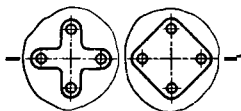
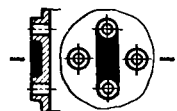
Устранение перекрытия лопастей

Спицы маховика



Поворот двутаврового сечения спицы на 90°

Бобышки

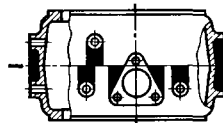
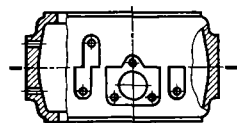


Слияние бобышек

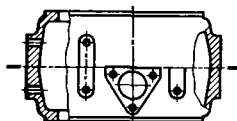
Продолжение табл. 35

Исходная конструкция	Исправленная конструкция и способ устранения
----------------------	--

Корпусная деталь с наружными бобышками и пластиками

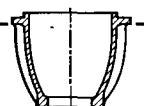
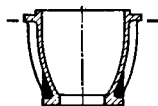


Продление бобышек до плоскости разреза



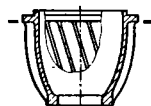
Изменение расположения бобышек

Корпусная деталь

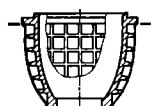


Деталь изготовлена без нижнего фланца

Корпусные детали с косыми и вафельными ребрами



Переход на прямые ребра



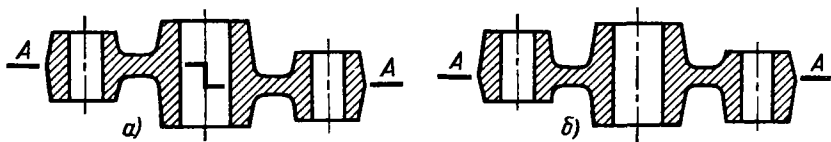


Рис. 434. Устранение ступенчатого разреза формы

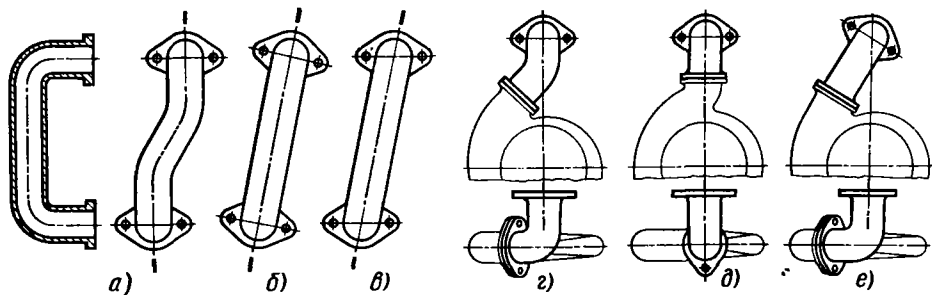


Рис. 435. Упрощение формовки криволинейных патрубков

Разъем форм

Следует избегать разреза форм по наклонным и ступенчатым плоскостям, осложняющего изготовление форм.

Для формовки рычага со смещенными плечами (рис. 434, *a*) требуется ступенчатый разъем. Формовка упрощается при расположении плеч в одной плоскости (вид *b*).

Формовку криволинейного патрубка (рис. 435, *a*) можно упростить, выпрямив ось патрубка при незначительном изменении расположения привязочных точек патрубка (вид *b*), а при необходимости и с сохранением его (вид *в*).

На видах *г*—*е* приведен пример изменения конструкции выходного патрубка центробежного насоса. Наиболее целесообразна конструкция *e*, которая наряду с упрощением литья способствует уменьшению гидравлических потерь в насосе; вместо двух поворотов потока жидкости (как в конструкциях *г*, *д*) получается только один поворот.

ОТКРЫТЫЕ ОТЛИВКИ. ОТЛИВКИ, ФОРМУЕМЫЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ СТЕРЖНЕЙ

Открытые отливки целесообразно формовать по моделям без применения стержней. В этом случае модели придают конфигурацию, точно соответствующую форме изделия. При заформовке модели получается негативный отпечаток полости (литейный болван). Непременное условие применения этого способа состоит в том, чтобы на внутренней поверхности детали не было подрезок.

На рис. 436, *a* схематически показан пример внутренней подрезки. Деталь имеет вдающийся в полость фланец; при удалении модели болван повреждается.

При наличии внутренних подрезок единственный способ формирования полости состоит в применении стержней. Модель, выполняемая в данном случае массивной, оставляет в форме отпечаток, показанный на рис. 436, *б*. Внутреннюю полость образуют стержнем (вид *в*)

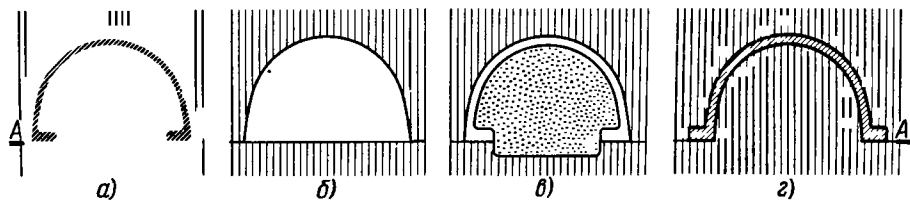


Рис. 436. Формовка внутренних плоскостей

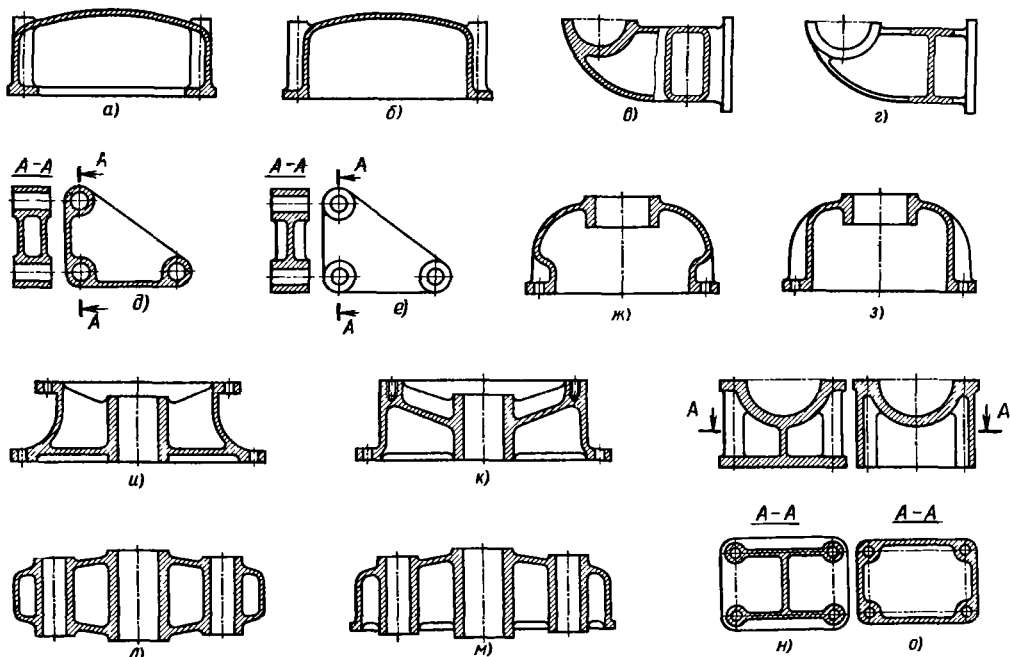


Рис. 437. Стержневая и бесстержневая формовка:

а, б — крышка; *в, з* — кронштейн; *д, е* — рычаг; *ж, з* — корпус; *и, к* — переходник; *л, м* — ротор; *н, о* — корпус подшипника

Деталь нетрудно перевести на бесстержневую формовку, расположив фланец снаружи (вид *з*).

На рис. 437 приведены примеры перевода типовых деталей на бесстержневую формовку.

Требования упрощения и удешевления производства не всегда совпадают с требованиями прочности и жесткости детали и удобства эксплуатации.

Открытая конструкция *б* крышки проще в изготовлении, чем конструкция *а*, требующая стержневой формовки. Однако последняя конструкция имеет более красивый внешний вид; гладкость наружных очертаний облегчает уход за машиной.

Открытая конструкция *м* карусели проще; изготовление ее дешевле. Однако коробчатая конструкция *л*, требующая применения стержней, значительно прочнее и жестче.

В других случаях, наоборот, более дешевая конструкция оказывается более прочной и удобной. Так корпус подшипника бесстержневой формовки (вид *о*) более прочен и красив, чем стержневой (вид *н*).

Формовка внутренних плоскостей с помощью болванов ограничивается предельной высотой болванов. При обычном составе формовочных смесей высоту нижних болванов рекомендуется делать $H < 0,8 S$, а верхних (висячих) болванов $h < 0,3s$, где S и s — соответственно средние поперечники болванов (рис. 438). При упрочненных формах (формовочные смеси с бентонитом, с крепителями, поверхностно-подсушиваемые, химически твердеющие формы и т. д.), а также при машинной формовке высоту болванов можно увеличить

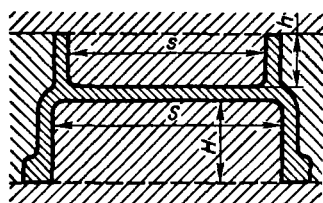


Рис. 438. К определению высоты болванов

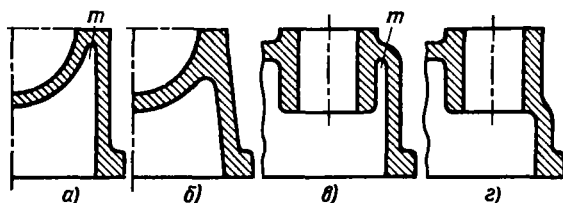


Рис. 439. Усиление внутренних элементов формы

на 30–50% против приведенных соотношений.

В конструкции литых деталей не должно быть узких полостей, глубоких карманов малого сечения и т. д. (рис. 439, а, в). Такие полости плохо заполняются формовочной смесью; в форме они образуют непрочные столбчатые или ленточные выступы *m*, осыпавшиеся при извлечении модели и легко смываемые напором жидкого металла. Способы их устранения показаны на видах б, г.

СТЕРЖНИ

При конструировании внутренних полостей следует придавать стержню конфигурацию, обеспечивающую свободное его извлечение из стержневого ящика.

На рис. 440 приведен пример изготовления стержня для образования в детали цилиндрической полости с внутренними ребрами. По конфигурации стержня возможен разъем только в плоскости *A–A* (вследствие наличия в полости кольцевого ребра *m*). Ребра образуют в ящике подрезки; в этих случаях приходится выполнять стержни из отдельных частей и склеивать их, что усложняет изготовление и снижает точность литья. В целесообразных конструкциях б, в ребра расположены в плоскости разреза или перпендикулярно к ней; стержень свободно выходит из ящика.

Особые трудности возникают при формовке стержней в конструкциях с перекрещивающимися осями. На рис. 441 изображен трубопровод, представляющий собой магистральную цилиндрическую трубу *m* с каплевидными цилиндрическими патруб-

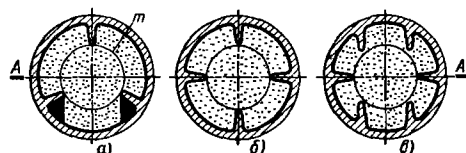


Рис. 440. Формовка стержня

ками *n*, оси которых смещены относительно оси трубы.

В этой конструкции стержень не поддается формовке. При любом расположении плоскости разреза стержневого ящика: горизонтальном (плоскость *A–A*, вид б), вертикальном (плоскость *B–B*, вид в) или тем более наклонном, образуются подрезки (заштрихованные и зачерненные участки на рисунке).

При заформовке модели в форме с разъемом по плоскости *A–A* (вид г) также возникают подрезки. Форма не собирается. Соединению верхней и нижней полуформ препятствует стержень (участки *o*, *p* на виде д).

Совмещение осей трубы и патрубков (виды е, ж) позволяет отформовать стержень в ящике с разъемом в плоскости *A–A* или *B–B*. Модель заформовывается при раземе формы в плоскости *A–A*.

Если необходимо сохранить перекрещивание осей, то нужно изменить конфигурацию трубы согласно виду з. Тогда стержень формируется при раземе стержневого ящика в плоскости *A–A* или *B–B*, а модель – при раземе формы в плоскости *A–A*.

В конструкции и патрубкам придано прямоугольное сечение. Заформовка стержня и модели возможна при раземе по плоскости *A–A* или по любой другой плоскости, проходящей вдоль патрубков и расположенной в пределах прямолинейного участка боковых стенок патрубка. Трубопровод при этом сохраняет заданную форму.

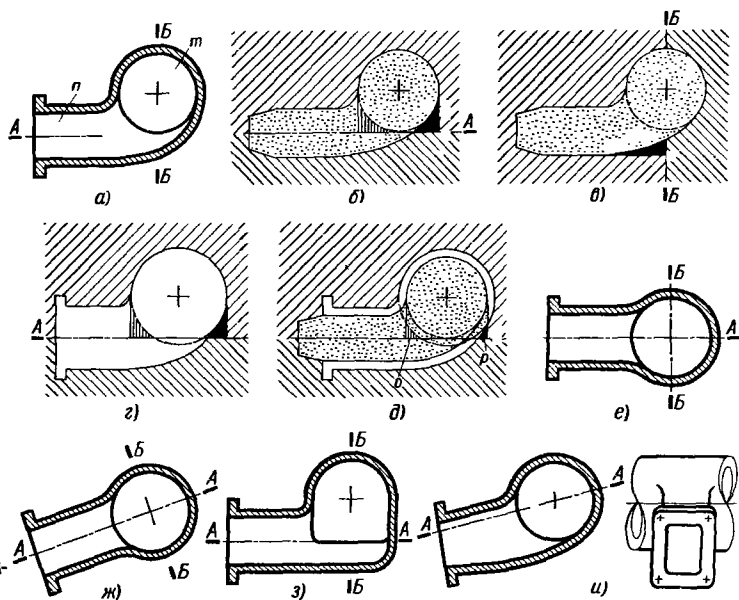


Рис. 441. Формовка каплевидного трубопровода

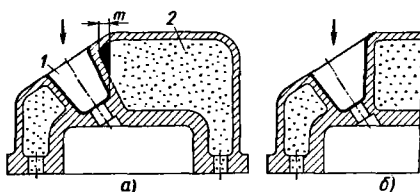


Рис. 442. Обеспечение сборки формы

Установка стержней в форме

Конфигурация внутренних полостей должна допускать свободную установку стержней в форме. Примером несобираемости формы может служить конструкция каплевидного трубопровода (см. рис. 441, д).

На рис. 442, а изображена головка двигателя внутреннего сгорания с колодцем под свечу, образованным консольным стержнем 1. При сборке формы стержень, установленный в верхней полуформе, нагналкивается (на участке m) на стержень 2, образующий водяную рубашку головки и предварительно установленный в нижней полуформе.

В правильной конструкции (вид б), колодцу придана конфигурация, допускающая беспрепятственную установку верхней полуформы.

Выход газов

При конструировании внутренних полостей следует обеспечивать выход газов, выделяющихся из стержней при заливке металла.

Пример неудовлетворительной конструкции приведен на рис. 443, а. Газы, выделяющиеся в верхней части стержня, образуют на участках m газовые раковины.

Необходимо предусмотреть отверстия n (впоследствии заглушаемые) для выхода газов (вид б). Лучше придать верхней части отливки сводчатую форму (вид в), обеспечивающую выход газов через верхний знак

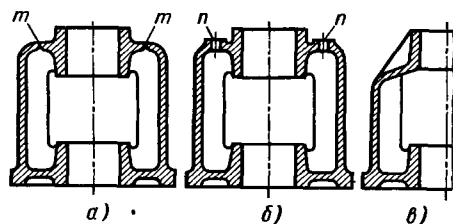


Рис. 443. Обеспечение выхода газов из стержня

Технологический способ предупреждения газовых раковин состоит в применении стержневых смесей с малым газообразованием.

Ленточные стержни

Тонкие стержни для увеличения прочности обычно армируют проволочным каркасом. Необходимость извлечения каркаса при удалении стержня ограничивает минимальное сечение стержня и требует продуманного расположения окон под знаки.

Толщина стержня, армированного проволокой, для отливок небольшого и среднего размеров должна быть не меньше 6–8 мм. В местных перемычках допустимо утонение стержня до 5 мм.

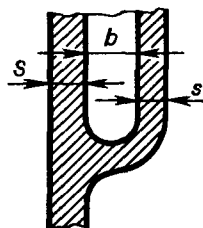


Рис. 444. Минимальная толщина стержня

Ширину полостей рекомендуется делать не меньше $b = S + s$, где S и s — толщины стенок, образующих полость (рис. 444). Лучше придавать стержням наибольшую допустимую габаритными размерами толщину.

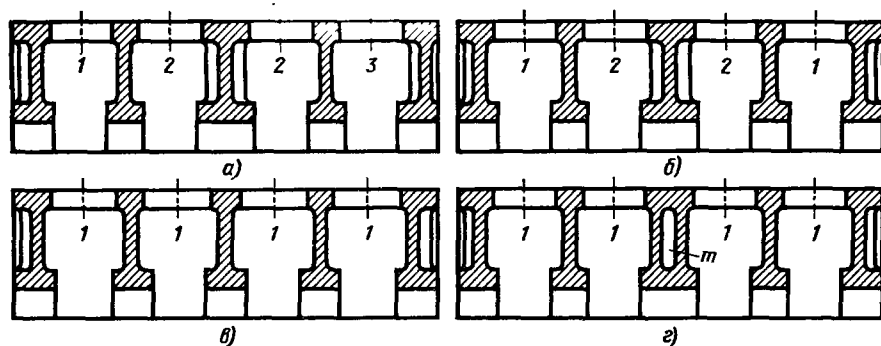


Рис. 445. Унификация стержней

Унификация стержней

При конструировании деталей с несколькими стержнями примерно одинаковой конфигурации рекомендуется унифицировать стержни, добиваясь сокращения их номенклатуры.

На рис. 445 показан пример унификации стержней для картера рядного поршневого двигателя. В конструкции *a* внутренние полости картера образуются стержнями трех видов — 1, 2, 3. Незначительное изменение конфигурации задней стенки картера (вид *б*) позволяет свести число видов стержней к двум (1, 2).

Можно довести число видов стержней до одного (вид *в*). Однако это сопряжено с уменьшением длины среднего подшипника картера, который в машинах подобного типа нагружен больше остальных подшипников и поэтому должен быть длиннее их.

В конструкции *г* унифицированы все крупные стержни. Удлинение среднего подшипника достигается введением дополнительного стержня *т*, придающего перегородке подшипника коробчатую форму.

Крепление стержней в форме

В отливках с открытыми нижними полостями стержни устанавливают основанием в нижней опоре (рис. 446, *a*). Стержни, формирующие верхние полости, подвешивают в верхней опоре за обратный конус (вид *б*) или с помощью проволоки (вид *в*), укрепляемой на брус, опи-

раюемся на верхнюю опору. Целесообразнее опирать верхний стержень на нижний через окно в горизонтальной стенке отливки (вид *г*).

В закрытых полостях стержни крепят на знаках, представляющих собой отформованные заодно со стержнем выступы, устанавливаемые в гнездах, образованных в форме соответствующими выступами на модели. По условиям собираемости знаки устанавливают в плоскости разъема формы (рис. 447, *a*) или перпендикулярно к ней (вид *б*).

Знаки выполняют цилиндрическими (виды *a, б*) или коническими (вид *в*). Последние обеспечивают более точную установку стержня в поперечном направлении, но осевая фиксация получается менее определенной, чем при цилиндрических знаках, упирающихся в гнезда формы торцами. Нередко применяют сочетание цилиндрических и конических знаков (вид *г*), причем цилиндрические знаки устанавливают с упором плоского торца в направлении осевой силы, действующей на стержень при заливке.

Для упрощения изготовления рекомендуется избегать галтелей на торцах отверстий детали (рис. 448, виды *a*), делая знак гладким (виды *б*).

Обычно для крепления знаков используют имеющиеся на детали отверстия. В отливках с замкнутыми внутренними полостями стержни крепят с помощью специальных знаков, выводимых через отверстия в стенках отливки. В готовом изделии отверстия могут оставать-

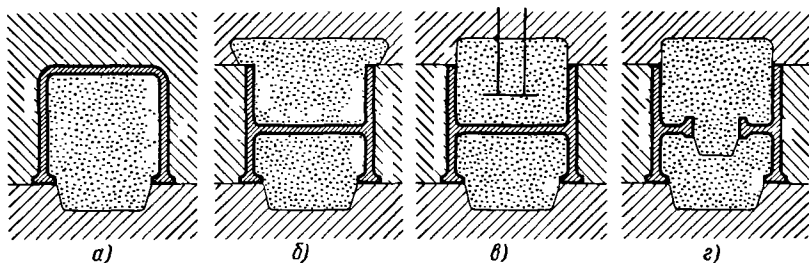


Рис. 446. Установка стержней

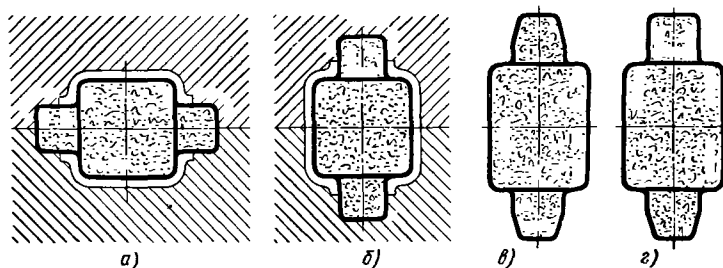


Рис. 447. Знаки

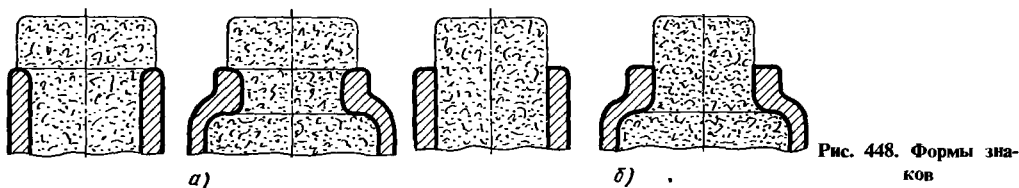


Рис. 448. Формы знаков

ся открытыми, если это допустимо по функциональному назначению детали. Отверстия, портящие внешний вид детали, а также отверстия полостей, которые должны быть герметичны, заглушают.

Для повышения устойчивости крепления и облегчения выбивки стержней отверстиям под знаки следует придавать максимальные размеры, допустимые без существенного ослабления детали и без ущерба для ее внешнего вида.

Расположение знака должно обеспечивать устойчивую и по возможности точную установку стержня во всех трех измерениях. Крепление должно быть достаточно прочным для того, чтобы выдерживать вес стержня, а при заливке противостоять динамическому действию потока металла и гидростатических сил, вызывающих всплывание стержня вследствие различия удельных весов жидкого металла и материала стержня. Практически наибольшее значение имеет гидростатическая сила.

Гидростатическая подъемная сила, действующая на стержень, находящийся в жидком металле, равна

$$P = V(\rho_m - \rho_{ст})g, \quad (136)$$

где V — объем стержня; ρ_m и $\rho_{ст}$ — соответственно плотность металла и материала стержня; g — ускорение силы тяжести.

Пусть объем стержня 15 дм^3 ; $\rho_m = 7,4 \text{ кг/дм}^3$ (жидкий чугун); $\rho_{ст} = 1,4 \text{ кг/дм}^3$ (подсушенный стержень). Гидростатическая сила $P = 15(7,4 - 1,4)9,8 = 90 \text{ Н}$, т. е. превышает силу тяжести стержня ($G = 15 \cdot 1,4 \cdot 9,8 = 21 \text{ Н}$) примерно в 4 раза.

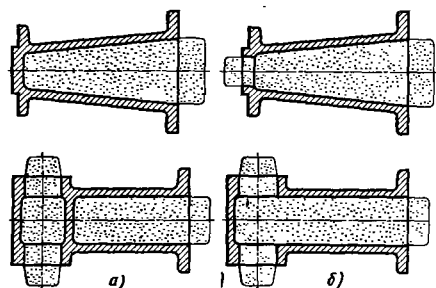


Рис. 449. Крепление стержней

Для предотвращения всплывания необходимо располагать знаки с упором в верхнюю часть формы.

Недопустимо консольное крепление стержней с большим вылетом консоли относительно точки крепления (рис. 449, виды а), так как гидростатические силы вызывают выворачивание стержня из гнезда. Такие стержни следует крепить в двух точках (виды б).

Стержень криволинейного трубопровода (рис. 450, а) под действием гидростатических сил, приложенных к центру плавучести стержня, поворачивается вокруг знаков, как вокруг оси. Необходимо ввести дополнительную поддержку в виде знака 1, расположенного на изогнутой части трубопровода (вид б).

Иногда стержни подкрепляют против провисания, всплывания и боковых смещений с помощью жереек — металлических скобок или шпилек с ножками, одну из которых упирают в форму, а другую в стержень. При заливке жереечки сплавляются с металлом.

При чугунном и стальном литье их изготовляют из стали, при цветном — из того же металла, что и отливка.

Применение жереек нарушает однородность металла стенок и снижает прочность отливок. Недопустимо применение жереек

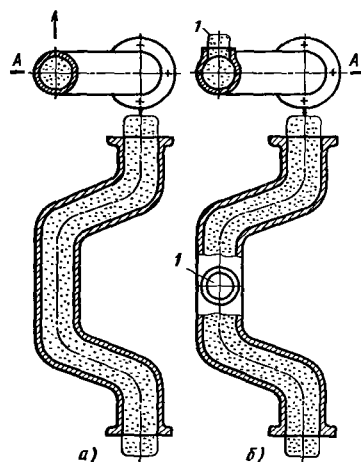


Рис. 450. Крепление стержня криволинейного трубопровода

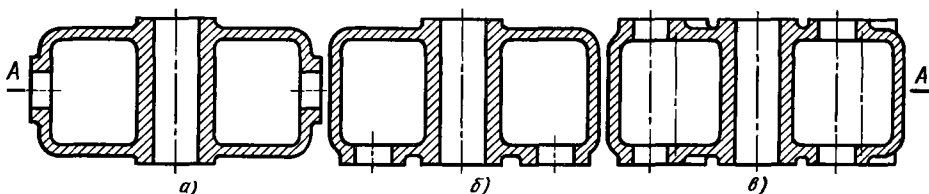


Рис. 451. Расположение дополнительных отверстий под знаки

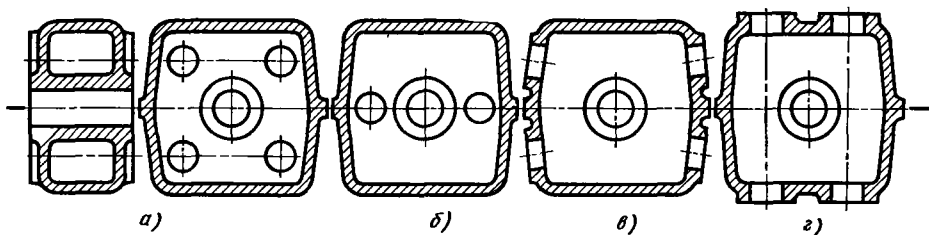


Рис. 452. Расположение дополнительных отверстий под знаки

в полостях, от которых требуется герметичность.

На рис. 451 показаны варианты крепления массивного стержня, образующего полость цилиндрической корпусной детали. Расположение знаков в полости *A—A* разреза формы (вид *a*) не обеспечивает выхода газов из стержневой смеси. При расположении знаков в нижней полуформе (вид *б*) стержень не укреплен против всплывания; выход газов из стержня не обеспечен. В правильной конструкции *в* стержень зафиксирован знаками во всех направлениях; верхние знаки вместе с тем обеспечивают вентиляцию стержня. Для устойчивого крепления стержня следует предусматривать несколько парных знаков по периферии (лучше всего три).

Для облегчения выбивки стержневой массы целесообразно располагать знаки парно по одной оси. В деталях со стержнями большой протяженности отверстия под знаки следует размещать в шахматном порядке (как показано на вид *в*).

Знаки не должны мешать сборке формы. В корпусной детали с внутренней полостью (рис. 452, *a*) при расположении знаков, указанном на рисунке, сборка формы практически невозможна.

В правильной конструкции *б* знаки расположены в плоскости разреза.

На видах *в*, *г* показан для этой же детали вывод знаков на боковые стенки. Расположение знаков под углом к плоскости разреза (вид *в*) делает форму несобираемой. Правильным является расположение знаков перпендикулярно к плоскости разреза (вид *г*).

Отверстия под знаки

Кромки отверстий под знаки, как правило, усиливают ребрами (обливками) для компенсации ослабления прочности стенок. В чугунных отливках реборды предупреждают отбел чугуна, вызываемый быстрым остыванием кромок отверстий.

Плоскости соединения знака со стержнем, а также перехода знака в гнездо формы целесообразно выполнять перпендикулярно к оси знака. На рис. 453, *a, б* показано неправильное, а на рис. 453, *в* правильное расположение отверстий в наклонных стенках.

Для облегчения выполнения знаков на стержне и во избежание ослабления стенок отливки при случайных смещениях знаков отверстия под знаки следует отдалять от ближайших стенок на расстояние $s = 3 \div 5$ мм (вид *в*).

На рис. 454 изображены способы заглушения отверстий под знаки.

Цилиндрические отверстия небольшого диаметра (до 60 мм) заглушают резьбовыми пробками (виды *a—д*).

Герметичность достигается с помощью конической резьбы (виды *б, в*) или резьбы, нарезанной «на выход», затягиваемой до врез-

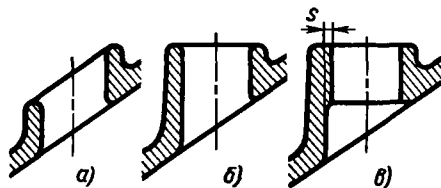


Рис. 453. Литейные отверстия

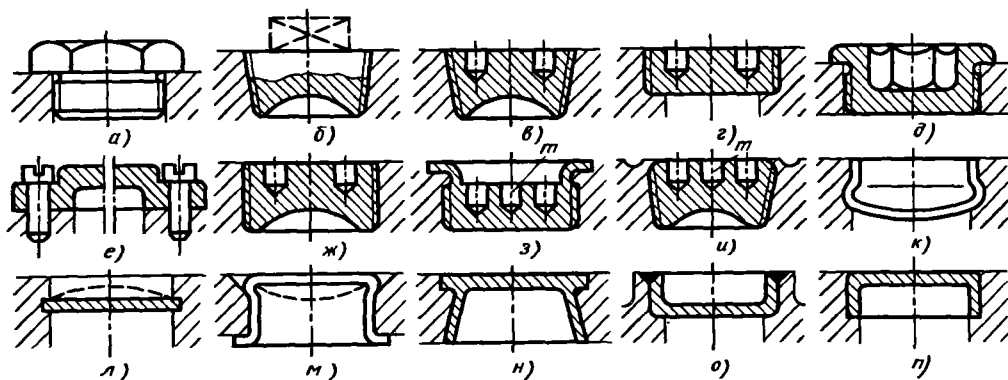


Рис. 454. Способы заглушения литейных отверстий

ния последней нитки в резьбовое отверстие (вид ж). Применяют также расчеканку или развальцовку заглушек (вид з). В отливках из пластичных металлов (стальные и цветное литье) завальцовывают материал детали на заглушку (вид и). Для центровки вальцующего инструмента необходимо предусматривать в заглушках центральные отверстия т.

Заглушки устанавливают на герметизирующих мазах. Для деталей, работающих при высоких температурах, применяют жаростойкие мази (силоксановые эмали с алюминиевым или цинковым порошком).

Для улучшения внешнего вида элементы для завертывания выполняют впотай (виды в, г, ж, и). Наружные шести- и четырехгранные срезают заподлицо с кромками отверстий (вид б).

Окна большого размера или фигурной формы закрывают привертными пластинками или литыми крышками (вид е).

На виде к показана завальцовка тонколистовой заглушки в кольцевые канавки.

Сферические деформируемые заглушки (вид л) изготовляют из пластичной низкоуглеродистой стали. При установке заглушку расплющивают с упором на плоскую оправку, причем кромку ее заходят в предварительно проделанную в отверстии канавку, образуя прочное и герметичное соединение.

На виде м показана установка заглушки с расплющиваемым сферическим днищем (конструкция применима при возможности подвода изнутри отливки).

Другой способ — развальцовка заглушки на конус (вид н) также требует подвода обрабатывающего и вальцующего инструмента изнутри.

В стальных отливках заглушки крепят пайкой или обваркой (вид о).

В деталях, работающих при температурах

не более 100–120 °С, заглушки устанавливают на эпоксидных клеях (вид п).

Из рассмотренных способов предпочтительны конструкции, требующие минимальной механической обработки, — со штампованными заглушками (виды л, м, о, н), а для резьбовых отверстий — с заглушками на конической резьбе.

Нежелательны заглушки с углублениями и карманами (виды д, з, к, о), образующими грязевые мешки и портящими внешний вид изделия. Наиболее целесообразны в этом отношении конструкции м, н, п.

УПРОЩЕНИЕ ФОРМЫ ОТЛИВОК

Для удешевления производства и повышения точности отливки следует всемерно упрощать форму отливок. Контуры деталей и внутренних полостей рекомендуется образовывать простейшими линиями — прямыми, дугами окружности и т. д.

Кронштейн, изображенный на рис. 455, имеет неоправданно сложные продольный и поперечный профили. Образование переходов между сечениями сложно; выдержать одинаковые переходы в модели и стержневом ящике трудно, поэтому неизбежна разность отливки. В целесообразной конструкции б сечениям придана простая прямоугольная форма.

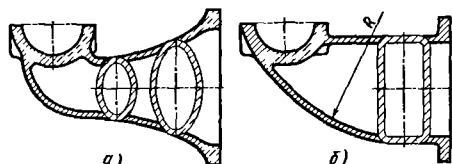


Рис. 455. Упрощение формы литых деталей

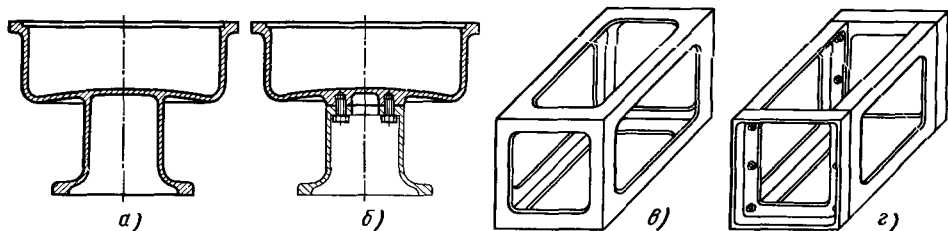


Рис. 456. Расчленение отливок

РАСЧЛЕНЕНИЕ ОТЛИВОК

Крупные и сложные литые детали целесообразно разделять на части.

В корпусе вертикального редуктора (рис. 456, *a*) из-за уклона на дне требуется отливка в наружных стержнях. При разделении (вид *b*) части корпуса приобретают простую форму открытых отливок, формируемых без стержней.

На видах *a*, *z* показан пример разделения рамной станины на плоские рамы простой формы.

В узлах, состоящих из нескольких литых деталей, рекомендуется упрощать отливку наиболее сложной и крупной детали, несколько усложняя более простую из стыкуемых деталей. В конструкции блока двигателя внутреннего сгорания (рис. 457, *a*) объединение сте-

нок *m* с крышкой (вид *b*) значительно упрощает отливку и механическую обработку блока и облегчает подход к механизмам распределения.

Выступающие части корпусных деталей (рис. 458, *a*) рекомендуется делать отъемными (вид *b*).

На рис. 459 приведен пример упрощения стальной отливки (вид *a*) путем применения сварно-литой конструкции (вид *b*).

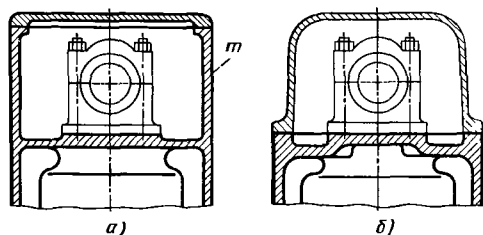


Рис. 457. Упрощение отливок

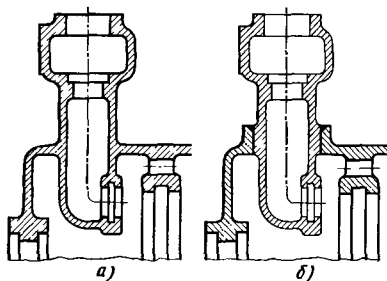


Рис. 459. Цельнолитая и сварно-литая конструкции

ФОРМОВОЧНЫЕ УКЛОНЫ

Для облегчения выемки модели из формы поверхностям, перпендикулярным к плоскости разреза, придают формовочные (литейные) уклоны.

В табл. 36 приведены стандартные уклоны в зависимости от высоты *h* поверхности над плоскостью разреза и соответствующее поперечное смещение крайних точек поверхности $htg\alpha$.

Величину стандартных уклонов на чертежах не проставляют, и детали вычерчивают без уклонов. Однако уклоны следует учитывать, особенно при конструировании деталей, имеющих большую высоту (в направлении, перпендикулярном к плоскости разреза).

В цилиндрической детали (рис. 460, *a*) фланец обтачивается до диаметра 560 мм, т. е. на 10 мм больше диаметра черной¹ поверхности

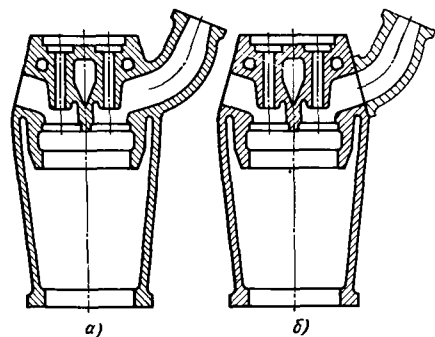


Рис. 458. Упрощение отливок

¹ Имеется в виду необработанная поверхность.

36. Стандартные формовочные уклоны

Высота над поверхностью разреза h , мм	Угол наклона стенки α	Уклон ($\text{tg}\alpha$)	$h \text{tg}\alpha$, мм	Высота над поверхностью разреза h , мм	Угол наклона стенки α	Уклон ($\text{tg}\alpha$)	$h \text{tg}\alpha$, мм
До 20	3°	0,052	До 1	200–800	$30'$	0,010	2–8
20–50	$1^\circ 30'$	0,026	0,5–1,25	800–2000	$20'$	0,006	5–12
50–100	1°	0,0175	0,9–1,8	Более 2000	$15'$	0,004	Более 8
100–200	$45'$	0,013	1,3–2,6				

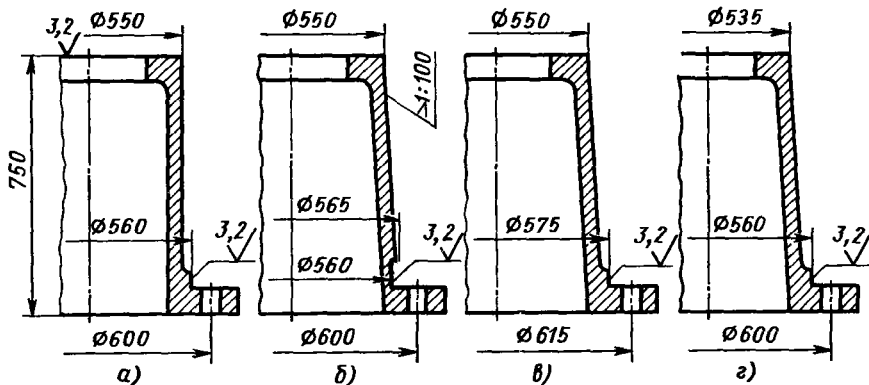


Рис. 460. Влияние литейных уклонов на конструкцию

$\varnothing 550$ мм. Такая конфигурация невыполнима, так как при стандартном уклоне (1 : 100) диаметр черной поверхности у основания цилиндра равен $550 + 2 \cdot 750 \cdot 0,01 = 565$ мм и инструмент врезается в стенку (вид б). Необходимо или увеличить диаметр обрабатываемой поверхности до 575 мм, что влечет за собой увеличение диаметра расположения болтов с 600 до 615 мм (вид в), или (если конфигурация фланца задана) уменьшить диаметр верхней части цилиндра до 535 мм (вид з).

На чертежах крупногабаритных отливок целесообразно указывать уклон или предпочтительнее предусматривать конструктивные уклоны, превышающие формовочные уклоны. Придерживаться стандартных конструктивных уклонов (рис. 461) необязательно.

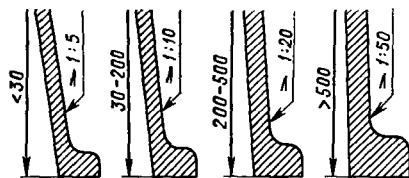


Рис. 461. Стандартные конструктивные уклоны

Форму детали следует определять исходя из условия максимальной прочности и жесткости, а также красивого внешнего вида, с учетом условий формовки, литья и механической обработки.

Примеры оформления литой детали в порядке возрастающей жесткости и улучшения условий литья показаны на рис. 462, а–в.

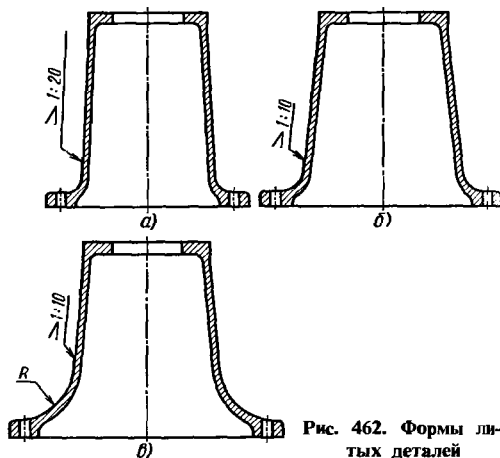


Рис. 462. Формы литых деталей

УСАДКА

Усадкой называют сокращение размеров отливки при остывании.

Линейная усадка (%) равна

$$\frac{L - L_0}{L_0} = \alpha(t_c - t_0) 100\%,$$

где L — размер отливки при температуре t_c затвердевания металла (точка солидуса); L_0 — размер после остывания до цеховой температуры t_0 ; α — среднее значение коэффициента линейного расширения металла в интервале температур $t_c - t_0$.

Коэффициент линейного расширения имеет характерную для каждого металла величину, несколько уменьшается с понижением температуры и скачкообразно изменяется при фазовых превращениях в процессе остывания (увеличение объема при перлитизации сталей, перлитизации и графитизации серых чугунов в интервале эвтектоидного превращения 720—730°C).

Объемная усадка характеризует изменение (%) объема отливки при остывании. На основании предыдущего выражения

$$\frac{V - V_0}{V_0} = \left(\frac{L}{L_0}\right)^3 - 1 = [1 + \alpha(t_c - t_0)]^3 - 1 \approx 3\alpha(t_c - t_0),$$

т. е. объемная усадка приблизительно в 3 раза больше линейной.

Усадка является одним из основных показателей литейных качеств материала и наряду с другими свойствами (жидкотекучесть, теплостойкость, теплопроводность, окисляемость, склонность к образованию ликватов) определяет пригодность металла к литью.

Чем меньше усадка, тем больше точность размеров отливки и тем меньше опасность появления усадочных напряжений, раковин, трещин и коробления отливки.

Линейная усадка основных литейных сплавов имеет следующие значения:

Материал	Линейная усадка, %
Чугуны фосфористые	0,7—0,8
Чугуны серые	1—1,2
Чугуны высокопрочные	1,5—1,8
Стали углеродистые	1,8—2
Стали легированные	1,8—2,5
Бронзы фосфористые	0,6—0,8
Бронзы оловянные	1,3—1,6
Бронзы алюминиевые	2—2,2
Алюминиево-медные сплавы	1,4—1,5
Алюминиево-магниевого сплавы	1,2—1,3
Алюминиево-кремниевые сплавы	1—1,2
Магниевого сплавы	1,5—1,7

Приведенные показатели относятся к случаю свободной усадки; их определяют на образцах, отлитых в открытые горизонтальные формы. Фактическая усадка зависит от сопротивления, оказываемого внутренними частями формы сокращению размеров отливки (стесненная усадка). При жестких стержнях усадка может уменьшиться на 30—50% по сравнению со свободной усадкой, но при этом в стенках отливки возникают повышенные усадочные напряжения.

Усадку учитывают корректировкой размеров формы, пользуясь при изготовлении моделей и стержневых ящиков усадочными метрами с размерами, увеличенными по сравнению с нормальными на величину усадки.

ВНУТРЕННИЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Внутренние напряжения возникают в стенках отливки, усадка которых тормозится сопротивлением элементов формы или действием смежных стенок. Усадочные раковины и пористость появляются в частях отливки, застывающих в последнюю очередь, — в утолщениях и массивах, теплопровод от которых затруднен (горячие узлы).

Повышенные внутренние напряжения вызывают коробление отливки и могут привести к образованию трещин.

Со временем внутренние напряжения перераспределяются и частично рассеиваются в результате медленно протекающих диффузионных процессов (естественное старение). Через длительный промежуток времени (2—3 года) деталь меняет первоначальную форму, что недопустимо для точных машин (например, металлорежущих станков).

Усадочные напряжения возникают лишь на тех стадиях остывания, на которых металл теряет пластичность (для чугуна в интервале 500—600°C, для стали 600—700°C). При более высоких температурах изменение размеров компенсируется пластическим течением металла; здесь усадка проявляется лишь утонением стенок.

В коробчатой отливке длиной L и шириной l (рис. 463, а) внутренняя перегородка (на рисунке зачернена) остывает медленнее, чем горизонтальные стенки. Пусть в рассматриваемый момент перегородка имеет температуру t_1 , соответствующую температуре перехода металла из пластичного состояния в упругое, а стенки — более низкую температуру t_2 , при которой металл уже находится в упругом состоянии.

При дальнейшем остывании ниже температуры t_1 материал перегородки твердеет и, сокращаясь, подвергается растяжению. Так как сокращение происходит в двух направлениях (по осям x и y), то в перегородке к концу остывания возникают двухосные

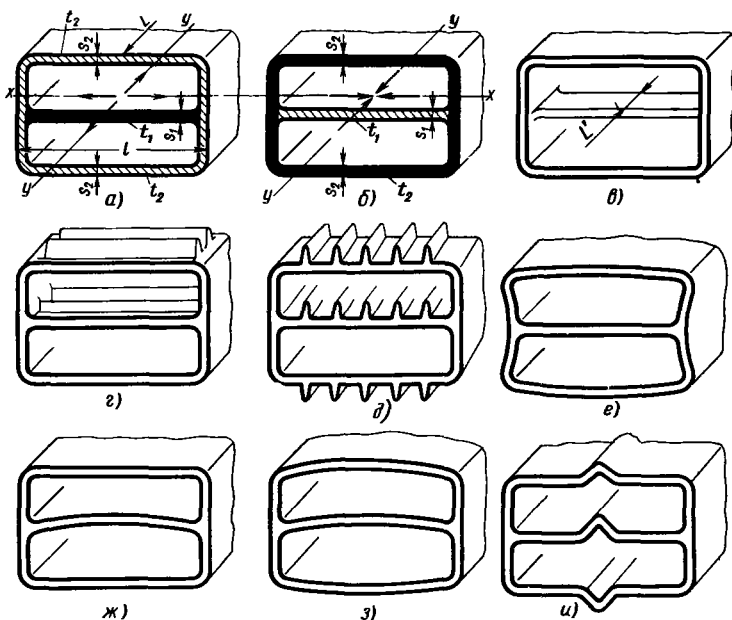


Рис. 463. Возникновение усадочных напряжений

напряжения растяжения, а в стенках — реактивные напряжения сжатия

Если, наоборот, температура перегородки в исходный момент была ниже температуры стенок (вид б), то к концу остывания в перегородке возникают двухосные напряжения сжатия, а в стенках — растяжения.

Как правило, участки отливки, остывающие раньше, подвергаются сжатию, а участки, остывающие позднее, — растяжению.

Определим усадочные напряжения для случая, когда перегородка остывает позднее (см. рис. 463, а). Ограничимся рассмотрением деформаций по оси x .

К концу остывания перегородка должна была бы укоротиться на величину $\lambda_1 = \alpha l(t_1 - t_0)$, а стенки — на меньшую величину $\lambda_2 = \alpha l(t_2 - t_0)$, где l — длина стенок по оси x ; α — коэффициент линейного расширения; t_0 — конечная температура остывания. Разность

$$\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2 = \alpha l(t_1 - t_2)$$

определяет напряжения в отливке.

Согласно закону Гука

$$\Delta\lambda = \alpha l(t_1 - t_2) = \frac{Pl}{EF_1} + \frac{Pl}{EF_2},$$

где P — сила, возникающая в системе; E — среднее значение модуля нормальной упругости материала в интервале температур $t_1 - t_0$; F_1 и F_2 — площади сечений соответственно перегородки и стенок, нормальных к оси x ($F_1 = s_1L$; $F_2 = 2s_2L$).

Сила

$$P = \frac{E\alpha l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}}$$

Напряжение растяжения в перегородке

$$\sigma_1 = \frac{P}{F_1} = \frac{E\alpha(t_1 - t_2)}{1 + \frac{F_1}{F_2}}$$

Напряжение сжатия в стенках

$$\sigma_2 = \frac{P}{F_2} = \frac{E\alpha(t_1 - t_2)}{1 + \frac{F_2}{F_1}}$$

Отношение напряжений

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{F_2}{F_1}$$

Как видно из этих выражений, напряжения прямо пропорциональны произведению $E\alpha$, разности температур $t_1 - t_2$, зависят от соотношения площадей сечений F_1/F_2 перегородки и стенок, но не зависят от их длины l .

Для уменьшения напряжений в перегородке целесообразно увеличивать ее толщину и уменьшать толщину горизонтальных стенок. Опасен случай тонких и узких ($L' < L$) внутренних связей (вид в), в которых развиваются высокие напряжения растяжения (если они остывают позже стенок) или сжатия (если они остывают раньше).

Напряжения можно регулировать также ребрами. Следует иметь в виду, что поперечные ребра (вид з) влияют на усадочные напряжения только по оси x , а продольные ребра (вид д) — только по оси y .

Под действием напряжений стенки отливок деформируются, как показано на виде е (случай перегородки, застывающей позже). Напряжения можно значительно снизить, если придать отливке податливость в направлении усадки. Например, для уменьшения усадочных напряжений по оси x целесообразно делать криволинейными перегородку (вид ж) или пере-

городку и горизонтальные стенки (вид з) или вводить усадочные буфера (вид и). Для уменьшения усадочных напряжений одновременно по осям х и у следует придавать перегородке и стенкам двояковогнутую форму.

Первопричиной усадочных напряжений является различие температур стенок. При $t_1 = t_2$ напряжения равны нулю. На этом основан способ одновременного затвердевания. Обеспечивая равномерное остывание отливки, при котором температура стенок в каждый данный момент одинакова, можно получить отливку, свободную от усадочных напряжений.

ОДНОВРЕМЕННОЕ ЗАТВЕРДЕВАНИЕ

При проектировании отливок по принципу одновременного затвердевания (рис. 464, а) нужно придерживаться следующих правил:

- 1) стенки отливки должны иметь по возможности равномерную толщину;
- 2) элементам отливки, остывающим в условиях пониженной теплоотдачи (внутренние стенки), следует для ускорения затвердевания уменьшать сечения;
- 3) переходы между стенками различной толщины должны быть плавными;
- 4) стенки отливки не должны иметь резких переходов; при изменении направления стенки должны быть соединены плавными переходами;
- 5) нужно избегать местных скоплений металла и массивов;
- 6) участки соединения стенок с массивами целесообразно выполнять с пологим утолщением по направлению к массивам или усиливать ребрами.

Целесообразно увеличивать податливость отливки в направлении усадочных деформаций путем придания стенкам сводчатых форм, введения тепловых буферов и др.

Технологически равномерность остывания обеспечивают активным управлением скоростью охлаждения. Массивные отливки, а также участки с ухудшенным теплоотводом охлаждаются с помощью металлических холодильников, вставок из теплопроводных формовочных составов (смеси с хромистым железняком, магнезитом и др.).

Образование усадочных раковин и пористости в массивных участках предупреждают питанием поздно застывающих узлов жидким металлом (установка питающих бобышек, дополнительных литников и выпоров, введение прибылей).

Торможение усадки внутренними элементами формы устраняют, применяя податливые формовочные смеси, пористые, ячеистые и полые стержни.

Остаточные напряжения устраняют стабилизирующей термической обработкой. Чугунные отливки подвергают искусственному старению (выдержка 5–6 ч при 500–550 °С с последующим медленным охлаждением в печи). Перед старением производят обдирку отливок. Окончательную механическую обработку производят после старения.

Детали, подвергнутые искусственному старению, практически не меняют своих размеров в эксплуатации.

Эффективный способ устранения внутренних напряжений, а также общего повышения качества отливки состоит в контролируемом охлаждении отливки. Металл заливают в подогретые формы. После затвердевания (точка солидуса) форму медленно охлаждают, давая выдержки при температурах фазовых превращений, когда происходят наибольшие изменения объема, а также при температурах перехода из пластического состояния в упругое.

Этот способ устраняет первоисточник усадочных напряжений, так как в каждый данный момент температура всех частей отливки одинакова. Напряжения, обусловленные торможением формы, предотвращают, применяя податливые стержни.

Нагревом формы перед заливкой удаляется из формочной смеси влага, пары и газы, которые при заливке в холодные формы вызывают паровые и газовые раковины и пористость.

Стоимость такого процесса немногим превышает стоимость литья обычным способом с последующей стабилизирующей термообработкой.

НАПРАВЛЕННОЕ ЗАТВЕРДЕВАНИЕ

Для отливки деталей из сплавов с пониженными литейными качествами применяют способ направленного затвердевания. Стенкам придают сечения, прогрессивно увеличивающиеся кверху (см. рис. 464, б). Затвердевание идет снизу вверх; нижние сечения по мере затвердевания питаются жидким металлом из расположенных выше сечений; верхние сечения, застывающие в последнюю

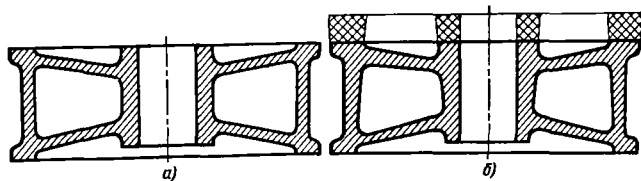


Рис. 464. Схемы отливок:

а — одновременного; б — направленного затвердевания

очередь, питаются из массивных прибылей, располагаемых сверху отливки. Поперечные стенки делают наклонными, расширяющимися кверху, и соединяют со смежными стенками плавными галтелями. Усадочная раковина сосредоточивается в прибылях. В прибыль уходят неметаллические включения, шлаки, плены, зазоры.

Последовательное перемещение горизонта затвердевания обеспечивает правильную усадку вертикальных стенок. Однако разность температур в вертикальном направлении остается. Нижние горизонтальные элементы отливки, затвердевающие раньше, тормозят усадку верхних элементов, в результате чего в них развиваются напряжения растяжения, а в нижних — напряжения сжатия. Наибольшие усадочные напряжения возникают в верхней части отливки вследствие большой разности сечений прибылей и стенок отливки.

Недостатки способа направленного затвердевания:

1) утяжеление отливки в результате расширения стенок кверху (недостаток, особенно выраженный у отливок большой высоты);

2) увеличенный расход металла;

3) усложнение формовки из-за наличия прибылей;

4) затруднительность удаления прибылей.

Способ направленного затвердевания применяют преимущественно для стальных отливок, притом в тех случаях, когда масса детали не имеет большого значения. Этим способом отливают (в горизонтальном положении) детали дискового типа небольшой высоты (колеса, диафрагмы и др.). Для таких деталей принцип направленного затвердевания сводится к утолщению стенок, приданию дискам конической формы и увеличению галтелей на участках сопряжений.

Для деталей сложной коробчатой формы предпочтителен способ одновременного затвердевания.

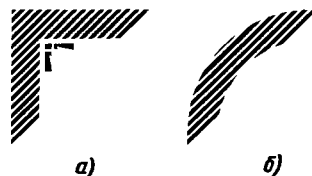


Рис. 465. Тепловой поток в угловом сопряжении стенок

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Сопряжение стенок

Для одновременного затвердевания толщину внутренних стенок рекомендуется делать равной примерно $0,8S$ (где S — толщина наружных стенок).

Переходы от стенки к стенке следует выполнять с галтелями (рис. 465, б). При сопряжении стенок под углом (вид а) вследствие встречи линий теплового потока во внутреннем угле соединения образуется горячий узел, замедляющий остывание. Кроме того, такое соединение затрудняет заполнение формы металлом и препятствует усадке.

На рис. 466, а—г показаны типовые формы углового сопряжения стенок. При обычном сопряжении радиусами $R = (1,5 \div 2)s$ описанными из одного центра (вид а), возможно утонение стенки на участке перехода вследствие смещения стержня. Лучше сопряжение радиусами, описанными из разных центров. Наружный радиус делают равным от 1 (вид б) до 0,7 (вид в) внутреннего радиуса. Для улучшения теплоотдачи, повышения жесткости и предупреждения усадочных трещин на сопряжениях малого радиуса полезно делать внутренние ребра (вид г).

Во всех случаях, когда позволяет конструкция, целесообразно применять максимальные

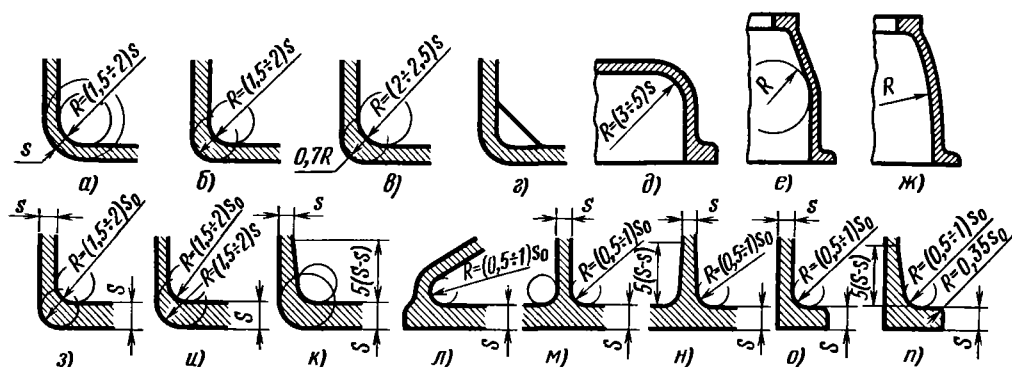


Рис. 466. Угловое сопряжение стенок

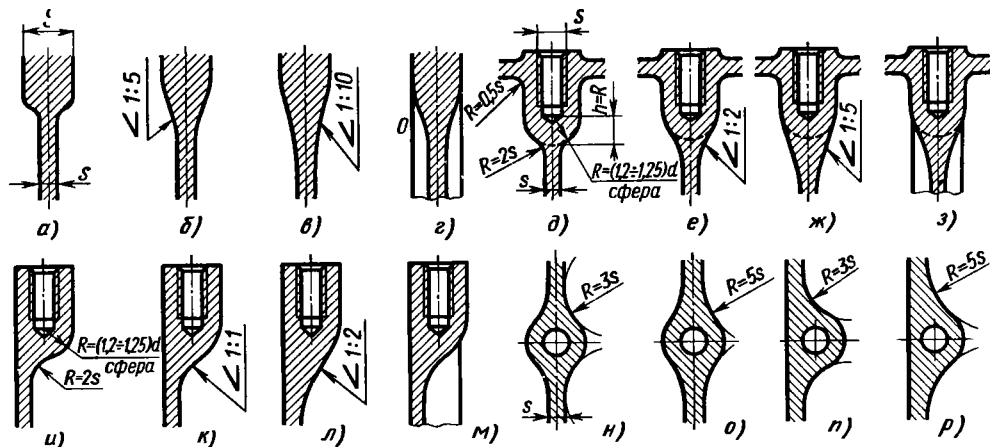


Рис. 467. Сопряжение участков отливки различной толщины

радиусы переходов, допускаемые конфигурацией детали (вид д).

Стенки, сходящиеся под тупым углом (вид е), соединяют радиусами $R = (50 \div 100)s$. Лучше в таких случаях применять криволинейные стенки, описанные одним большим радиусом (вид ж).

При определении минимальных радиусов сопряжения стенок различной толщины можно пользоваться приведенными выше соотношениями, заменив s средним арифметическим $s_0 = 0,5(S + s)$ толщин сопрягаемых стенок (виды з, и). При небольшой разнице можно принимать $s_0 = S$.

Стенки с большой разницей сечений целесообразно соединять клиновидным переходным участком длиной $l \geq 5(S - s)$ (вид к).

Следует избегать соединения стенок под острым углом (вид л). Если это неизбежно, то радиус сопряжения принимают не менее $(0,5 \div 1)s_0$.

На видах м, н показаны рекомендуемые соотношения для Т-образных сопряжений, на видах о, п — для сопряжений стенок с фланцами.

Стенки различной толщины (рис. 467, а) следует соединять клиновидными переходами с уклоном от 1:5 до 1:10 (виды б, в). Целесообразно усиливать участок перехода ребрами (вид г).

На видах д—р показаны формы сопряжения стенок с бобышками. В профильной проекции бобышки соединяют со стенками радиусами $R = 2s$ (виды д, и) или уклонами от 1:1 до 1:5 (виды е, ж, к, л) с усилением ребрами (виды з, м). В плановой проекции сопряжения выполняют радиусами $R = (3 \div 5)s$ (виды н—р).

Найденные из приведенных ориентировочных соотношений радиусы округляют до ближайших стандартных размеров ($R = 1, 2, 3,$

5, 8, 10, 15, 25, 30, 40 мм). Так как небольшое изменение радиусов сопряжений мало влияет на качество отливки, то рекомендуется унифицировать радиусы.

Преобладающий радиус переходов на чертеже детали обычно не проставляют, указывая его на поле чертежа (в технических требованиях) надписью.

Неуказанные радиусы 6 мм.

Для закругленных внешних углов преобладающий радиус указывают надписью.

Неуказанные наружные галтели R3.

Устранение массивов

В конструкции литых деталей следует избегать местных скоплений металла, утолщений, массивов, образующих горячие узлы. Проектируя отливку, нужно тщательно просмотреть все места скопления материала с учетом припусков на механическую обработку, которые существенно влияют на распределение металла.

На рис. 468 представлены примеры устранения массивов (обозначены буквой *m*) на крепежных фланцах (виды а—в), планках (виды г—е), в корпусной детали (виды ж—и), в отливке блочной рубашки двигателя (виды к, л).

На участках, где массивы неизбежны, следует технологически обеспечивать ускоренное охлаждение.

Полезно развивать поверхность соприкосновения с формовочной смесью путем оребрения стенок. Для улучшения заполнения формы следует усилить связь массивных элементов с ближайшими стенками с помощью галтелей (рис. 469, а) клиновидных переходов (вид б), раструбов (вид в) и ребер (виды г, д). Целесообразно применять гофрированные (вид е) и коробчатые (вид ж) стенки.

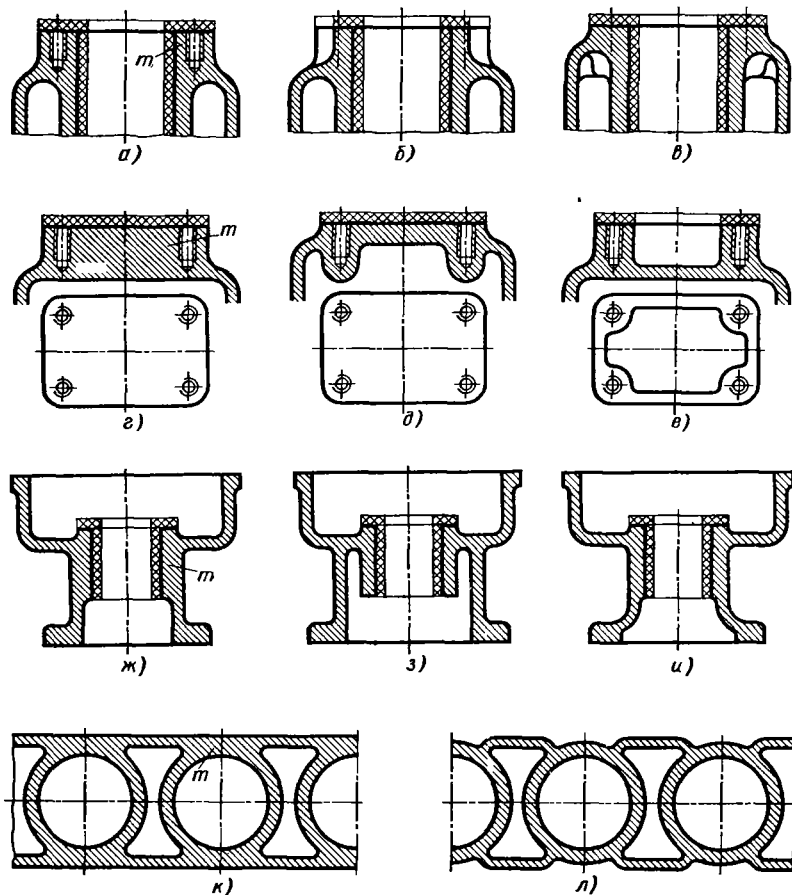


Рис. 468. Устранение массивов

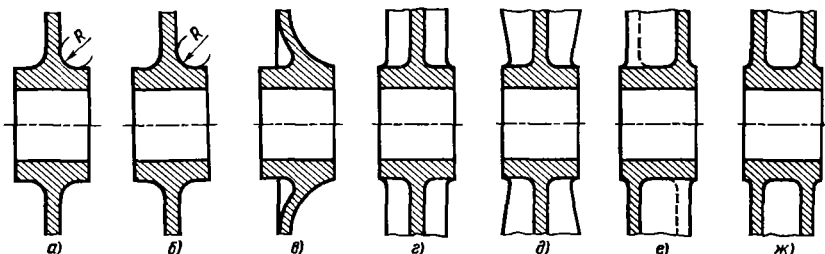


Рис. 469. Усиление участков сопряжений с бобышками

Помимо улучшения условий литья, эти сопряжения увеличивают жесткость и прочность отливки.

Уменьшение усадочных напряжений

Форма отливки должна облегчать усадку. На рис. 470 показано зубчатое колесо большого диаметра, обод которого соединен со

ступицей спицами. Конструкция *a* с прямыми спицами неправильна: спицы, остывающие раньше, тормозят усадку обода, который вследствие этого подвергается волнообразной деформации (штриховая линия). Внутренние напряжения в таких конструкциях нередко вызывают поломку обода.

Целесообразно применять податливые спи-

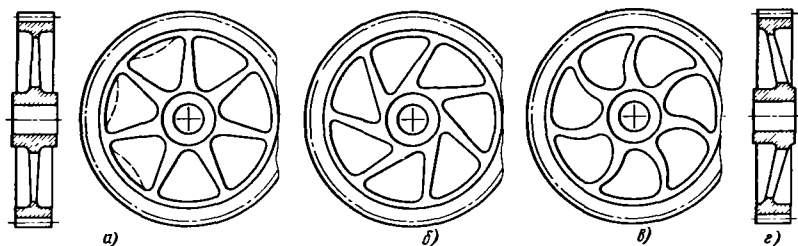


Рис. 470. Увеличение податливости спиц зубчатых колес

цы; тангенциальные (вид б), спиральные (вид в), расположенные по конусу (вид г).

В дисковом шкиве с массивным ободом (рис. 471, а) диск застывает раньше обода и тормозит усадку обода; в диске развивают напряжения сжатия, в ободу — напряжения растяжения. Если раньше остывает обод (вид в), то диск при усадке подвергается растяжению, а в ободу возникают напряжения сжатия. Для уменьшения усадочных напряжений целесообразно в том и другом случае придать диску коническую форму (виды б, г).

В литой корпусной детали (вид д) перегородки *m*, расположенные в одной плоскости с массивными фланцами, тормозят усадку последних. Смещение перегородок с плоскости расположения фланцев (вид е) несколько улучшает условия усадки. Целесообразнее всего придать перегородкам коническую (вид ж) или сферическую форму.

Сводчатые, арочные, выпуклые, скорлупные формы уменьшают усадочные напряжения, улучшают условия отливки и увеличивают прочность деталей вследствие увеличения моментов сопротивления сечений. Повышается жесткость конструкций, что особенно важно для отливки из сплавов с низким модулем упругости (серые чугуны, легкие сплавы).

Предупреждение газовых раковин

Форма отливки должна обеспечивать всплытие неметаллических включений и выход газов, выделяющихся при остывании отливки в результате понижения растворимости газов в металле с уменьшением его температуры.

При отливке литого поддона днищем вверх (рис. 472, а) газовые пузырьки скопляются в верхушках ребер, что резко ослабляет их прочность. Лучше придать днищу конструктивный уклон и перенести ребра на внутрен-

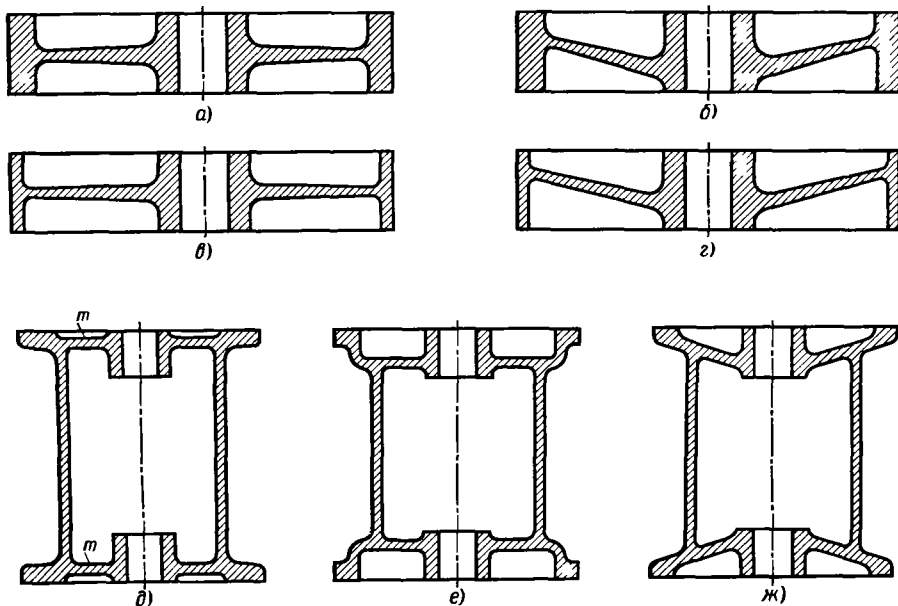


Рис. 471. Увеличение податливости отливок

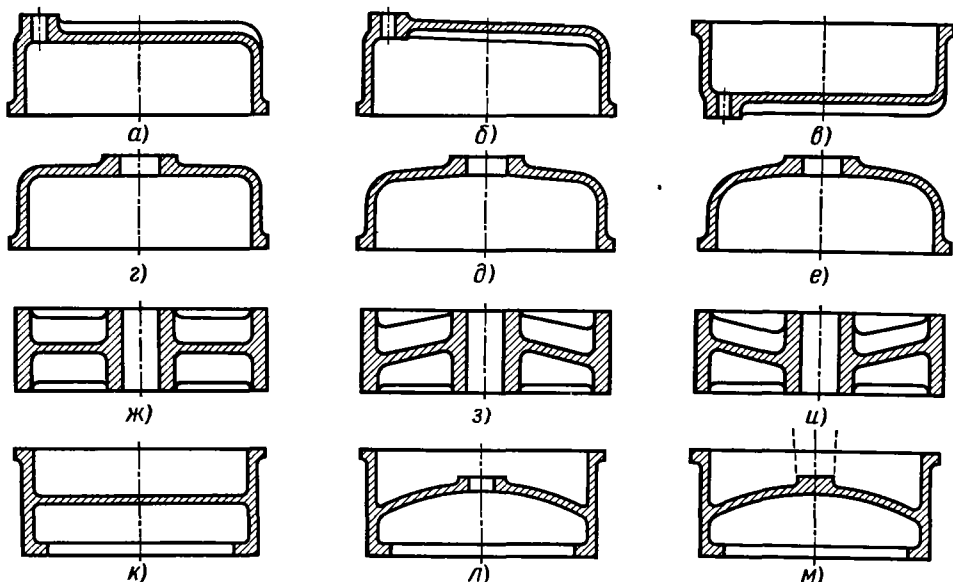


Рис. 472. Обеспечение выхода газов

ную поверхность (вид б). Рекомендуется отливать такие детали ребрами вниз (вид в). В этом случае газовая пористость сосредотачивается в прибыли на фланце, удаляемой при последующей механической обработке. Применяют также отливку с наклоном формы.

У цилиндрических деталей (вид г) целесообразно делать верхние стенки коническими (вид д) или слабосферическими (вид е).

В дисковых деталях (вид ж) диски и ребра следует выполнять по конусу (виды з, и).

Внутренние перегородки (вид к) рекомендуется делать сводчатыми. Для отвода газовых пузырьков и неметаллических включений целесообразно предусматривать в верхней части перегородок бобышки (вид л) или бонки (вид м) или устанавливать выпоры (штриховые линии).

К технологическим способам предупреждения газовой пористости и раковин относятся

отливка под вакуумом и присадка в металл газопоглощающих веществ (церий).

Ранты

Внешние обводы литых деталей рекомендуется снабжать рантами (рис. 473, а, б) с целью увеличения жесткости, повышения равномерности застывания и (у чугуновых отливок) предотвращения отбела чугуна.

У стыкуемых по торцам деталей (вид в) ранты способствуют равномерному распределению сил затяжки. При наличии рантов легче зачистить неровности и уступы, образующиеся на стыках вследствие неточности литья, и добиться совпадения наружных контуров стыков.

Как правило, следует снабжать окантовками облегчающие и технологические отверстия в стенках (виды г, д) для повышения прочности и улучшения условий охлаждения отливок.

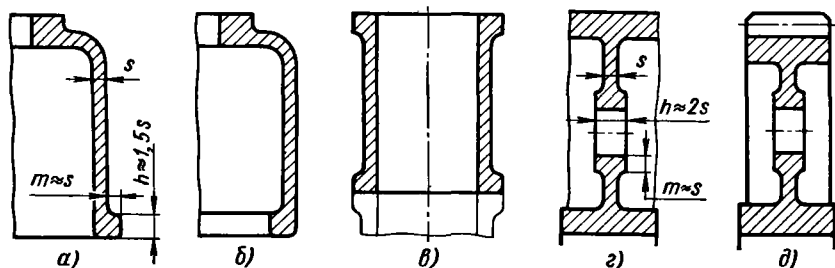


Рис. 473. Окантовка кромок

Ориентировочные размеры рантов приведены на видах *а*, *г*.

Фланцы

Толщину фланцев, обрабатываемых с одной стороны (рис. 474, *а*), делают в среднем равной $(1,5 - 1,8)s$; толщину фланцев, обрабатываемых с двух сторон (вид *б*), $-(1,8 - 2)s$, где s — толщина прилегающей стенки.

Для повышения прочности и жесткости фланцы соединяют со стенками ребрами (вид *в*) или придают фланцам коробчатые формы.

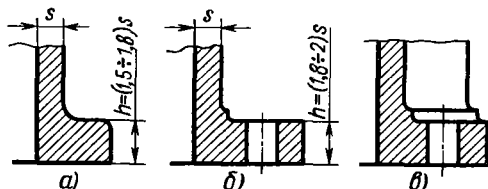


Рис. 474. К определению толщины фланцев

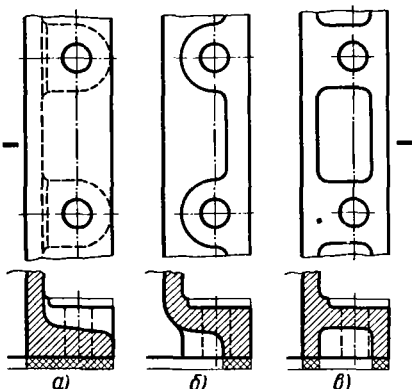


Рис. 475. Устранение массивов во фланцах

Способы устранения массивов во фланцах увеличенной высоты показаны на рис. 475, *а-в*.

Отверстия

Следует избегать выполнения в отливках отверстий малого диаметра и большой длины.

Для ориентировочного определения минимального диаметра отверстий можно пользоваться формулой $d = d_0 + 0,1l$, где l — длина отверстия, мм (рис. 476). Для алюминиевых сплавов и бронз $d_0 = 5$; для чугунов $d_0 = 7$; для сталей $d_0 = 10$ мм. Отверстия меньшего диаметра следует сверлить. Длинные отверстия (типа масляных каналов) лучше выполнять сверлением, заливкой трубок или заменять их трубчатыми съемными магистралями.

Конфигурация литых масляных каналов и маслосодержащих полостей должна допу-

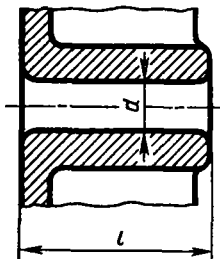


Рис. 476. К определению диаметра литых отверстий

сказать полную очистку поверхностей от литейного пригара, песка и прочих засорений. После тщательной зачистки поверхности необходимо покрывать маслом и температуростойкими составами (бакелитом, силиконовыми эмалями).

Ребра

Для увеличения жесткости и прочности литых деталей и как средство улучшения отливки применяют ребрение. Целесообразное расположение ребер позволяет улучшить питание элементов отливок и предупредить возникновение усадочных раковин и внутренних напряжений.

На рис. 477 показаны формы ребер. Ребра, расположенные в плоскости, перпендикулярной к направлению разъема формы, следует выполнять с литейным уклоном.

Основным размером ребра является толщина s у верхушки (вид *а*). Для ребер высотой 20—80 мм существующие нормы уклонов (см. табл. 36) дают практически одинаковое, почти независимое от высоты утолщение ребра к основанию на 2—3 мм (на обе стороны ребра).

У верхушки ребер обязательны галтели радиусом не менее 1 мм. Верхушки ребер толщиной менее 6—8 мм закругляют радиусом $R = 0,5s$ (вид *б*). Основание ребер соединяют со стенкой галтелями радиусом $R \approx 0,5S$.

По прочности целесообразнее ребра с утолщенными верхушками — бульбовые (вид *в*) и тавровые (вид *г*). Формовка таких ребер требует применения стержней.

Если ребро (рис. 478, *а*) затвердевает при отливке позднее, чем стенка (как нередко бывает в случае внутренних ребер), то при усадке (направление усадки показано на рисунке штриховыми стрелками) в нем возникают напряжения растяжения (сплошные стрелки). Если ребро, напротив, затвердевает раньше (вид *б*), то в нем возникают благоприятные для прочности напряжения сжатия.

Более быстрое остывание достигается уменьшением толщины ребер. Толщину наружных ребер делают обычно равной $(0,6 - 0,7)S$, а внутренних, учитывая утолщенный теплоотвод, — $(0,5 - 0,6)S$, где S — толщина стенки (верхние пределы относятся

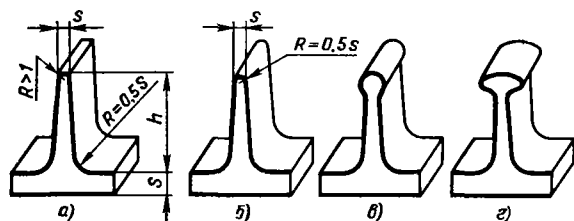


Рис. 477. Формы ребер

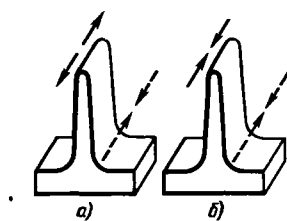


Рис. 478. Схема возникновения усалочных напряжений в ребрах

к стенкам толщиной < 10 мм, нижние — к стенкам толщиной > 10 мм).

Низкие, тонкие и редко расставленные ребра с малым отношением суммарного сечения к сечению стенки уменьшают момент сопротивления сечения изгибу и снижают прочность детали, хотя и повышают жесткость. Избежать ослабления можно более частым расположением ребер. Максимальный шаг, при котором не наступает ослабления, определяют из выражения

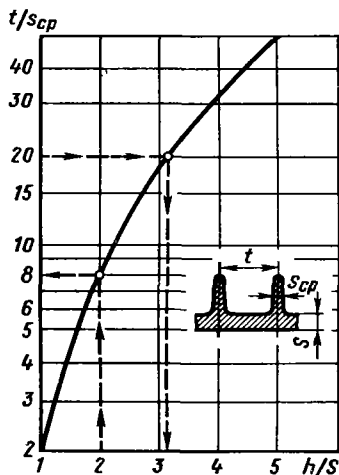
$$t = 2s_{cp} \left(\frac{h}{S} \right)^2, \quad (137)$$

где s_{cp} и h — соответственно средняя толщина и высота ребра; S — толщина стенки.

На основании формулы (137) составлен график (рис. 479).

1. Пусть толщина ребер $s_{cp} = 5$ мм; $h/S = 2$. Согласно графику максимально допустимое отношение $t/s_{cp} = 8$ и максимальный шаг $t = 8 \cdot 5 = 40$ мм.

2. Пусть шаг ребер $t = 100$ мм; $S = 10$ мм; $s_{cp} = 5$ мм ($t/s_{cp} = 20$). Согласно графику мини-

Рис. 479. График для определения максимального относительного шага ребер t/s_{cp}

мально допустимое отношение $h/S = 3,1$ и минимальная высота ребер $h = 3,1 \cdot 10 = 31$ мм.

Практически ребра делают высотой, равной $(3 \div 6) S$. Более низкие ребра ослабляют деталь, не увеличивая существенно ее жесткости, более высокие — плохо отливаются.

На рис. 480 приведены примеры нецелесообразного и целесообразного выполнения ребер. Конструкция кронштейна, изображенная на рис. 480,1, невыгодна: ребро работает на растяжение. В конструкции 2 ребро работает на сжатие.

Ребрам следует придавать наиболее простые формы. Вогнутые ребра (вид 3) нецелесообразны по прочности; при работе на изгиб и растяжение в них возникают высокие напряжения, пропорциональные степени вогнутости. Ребра выпуклого профиля (вид 4) некрасивы и утяжеляют деталь. Лучше всего применять прямолнейные ребра (вид 5), наиболее прочные при работе на растяжение-сжатие и изгиб.

В деталях, работающих на изгиб, рекомендуется избегать соединения ребра со стенкой в плоскости, где изгибающий момент имеет большую величину (вид 6), так как момент сопротивления сечения в плоскости А—А слияния ребра со стенкой понижен. Лучше подводить ребра до края детали (в область наименьших значений изгибающего момента), присоединяя их к поясам жесткости (вид 7).

Во избежание ослабления следует не применять механическую обработку ребер. Конструкция 8 плиты с вафельным внутренним оребрением неправильна. Ребра выведены на обрабатываемую плоскость плиты; при механической обработке вершины ребер срезаются. В правильной конструкции 9 ребра расположены ниже обрабатываемой поверхности.

Следует предупреждать возможность подрезки ребер, примыкающих к поверхностям, подвергаемым механической обработке. В конструкциях 10, 13 ребра расположены слишком близко к обрабатываемой поверхности; в результате производственных отклонений возможна подрезка ребер (виды 11, 14). Ребра должны быть расположены ниже обрабаты-

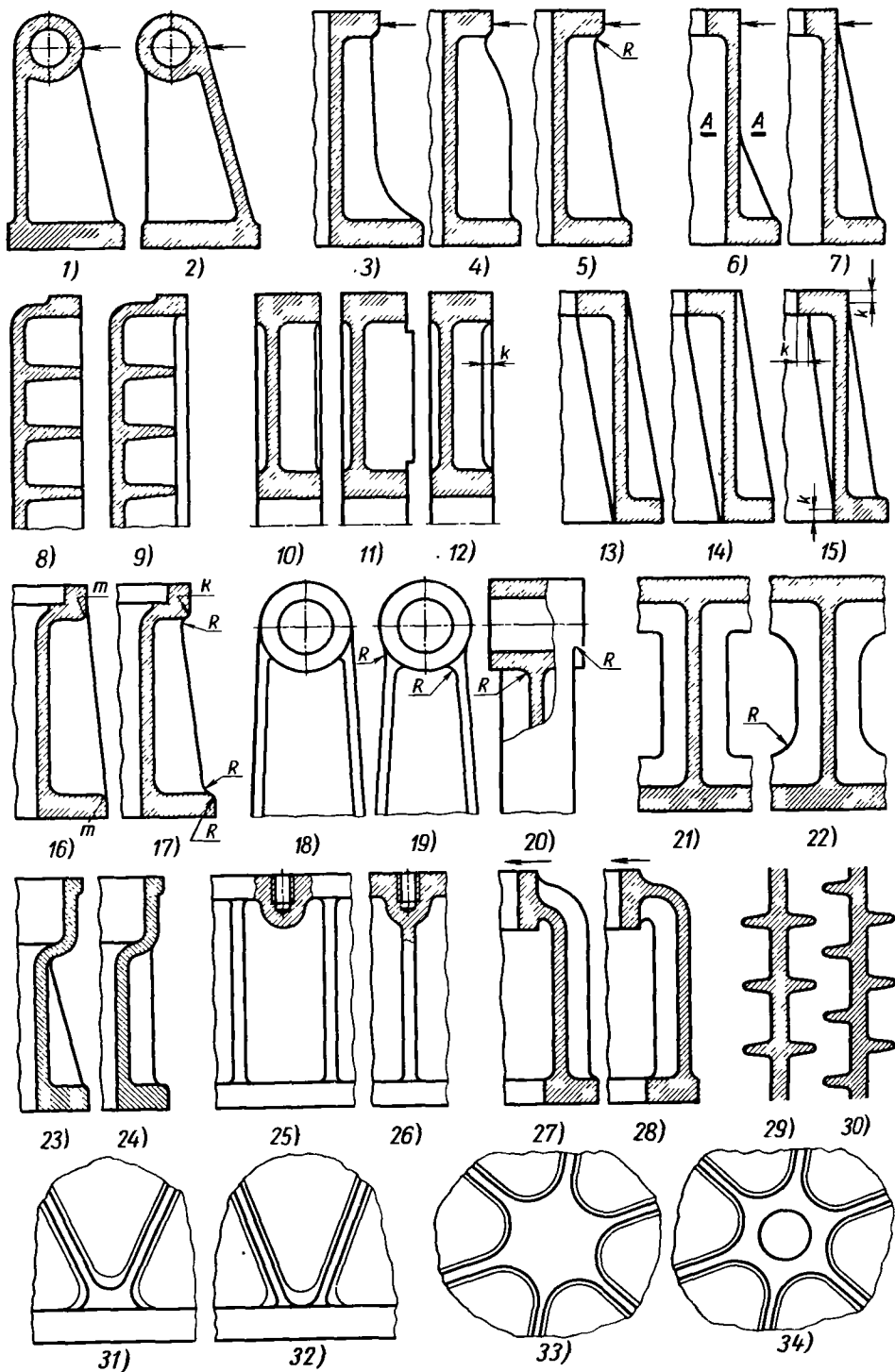


Рис. 480. Конструирование ребер

ваемой поверхности (виды 12, 15) на величину $k = 3 \div 6$ мм.

Не рекомендуется выводить ребра на необрабатываемую поверхность фланцев (вид 16), так как на участках m слияния ребер затрудняется формовка. Целесообразно располагать ребра ниже необрабатываемых поверхностей на величину R , равную радиусу закругления фланцев (вид 17).

Участки перехода ребер в тело детали (вид 18) следует выполнять радиусами R не менее 3–6 мм (виды 19, 20).

Ребра, соединяющиеся под углом (вид 21), следует сопрягать плавными переходами (вид 22).

Как правило, ребра следует подводить к узлам жесткости — участкам изменения направления стенок (вид 24) и крепежным узлам (вид 26). Конструкции 23, 25 не рекомендуются.

В деталях оболочковой формы (вид 27), работающих на изгиб, выгоднее применять внутреннее ребра (вид 28), так как в данном случае большая часть изгибающей нагрузки воспринимается сжатыми ребрами (на стороне, ближайшей к направлению действия изгибающей силы). Внутреннее оребрение позволяет в тех же габаритах увеличить радиальные размеры стенок и получить благодаря этому значительный выигрыш в жесткости и прочности. Кроме того, улучшается внешний вид детали и облегчается уход за изделием.

При двустороннем оребрении (вид 29) рекомендуется во избежание местных скопления металла, а также для уменьшения усадочных

напряжений располагать ребра в шахматном порядке (вид 30).

Следует устранять скопления металла при сопряжении ребер со стенками под углом (вид 31) путем разности ребер (вид 32). Массивы на участках встречи нескольких ребер (вид 33) устраняют с помощью кольцевого сочленения (вид 34).

В деталях, подвергающихся при работе неравномерному нагреву, ребра испытывают термические напряжения. Если стенки детали (рис. 481, *a*) нагреваются сильнее, чем ребра, то в ребрах возникают напряжения растяжения. Ребра, имеющие более высокую температуру, чем стенки, подвергаются сжатию.

Для уменьшения термических напряжений целесообразно заменять прямые радиальные ребра (вид *a*) податливыми: тангенциальными (вид *b*), спиральными (вид *в*), вафельными (вид *г*).

На рис. 482, *a–e* представлены типы оребрения повышенной податливости. Такие ребра хорошо формируются лишь на плоских поверхностях или на поверхностях небольшой кривизны, параллельных плоскости разреза формы. Формовать такие ребра на криволинейных поверхностях и на телах вращения трудно.

Толщина стенок

Как правило, рекомендуется применять стенки наименьшей толщины, допускаемой условиями литья и прочностью детали.

На рис. 483 приведена минимальная толщина s стенок для различных литейных сплавов в зависимости от приведенного габаритного размера детали, вычисляемого по формуле

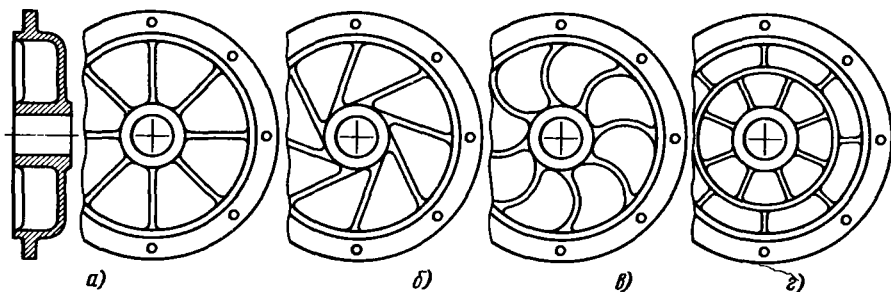


Рис. 481. Податливые ребра

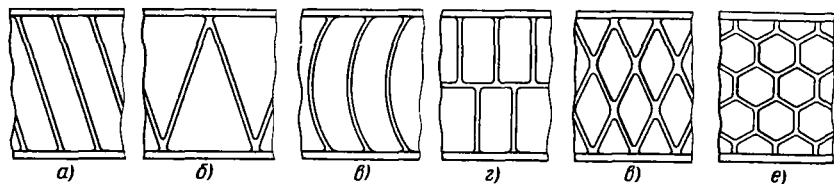


Рис. 482. Формы податливых ребер

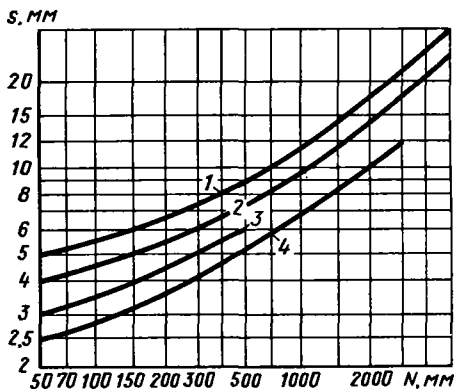


Рис. 483. Минимальные толщины стенок:
1 — стали; 2 — чугуны серые; 3 — бронза; 4 — алюминий-
ные сплавы

$$N = \frac{2l + b + h}{3},$$

где l — длина; b — ширина; h — высота детали, мм.

График составлен для наружных стенок при литье в песчаные формы II и III классов точности. Толщину внутренних стенок, перегородок и ребер делают в среднем на 20% меньше.

График может служить только для ориентировочной оценки толщины стенок. Допустимая толщина стенок сильно зависит от конфигурации отливки. Сложные отливки, формующие в нескольких опоках с применением большого числа стержней, необходимо делать толстостенными. Большое влияние оказывает технология литья: состав формовочных и стержневых смесей, условия питания и охлаждения, устройство литниковой системы и др.

В тяжело нагруженных деталях (станины молотов, клетки прокатных станов и др.) толщина стенок определяется действующими нагрузками и условием жесткости конструкций и значительно превышает приведенные на рис. 483 значения. Однако и в данном случае целесообразно применять стенки наименьшей толщины, достигая необходимой прочности и жесткости отливки за счет рациональных форм.

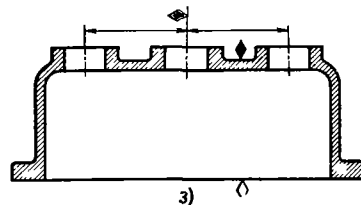
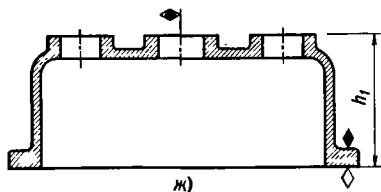
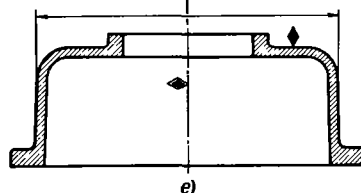
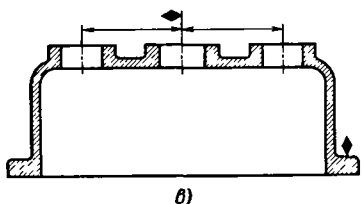
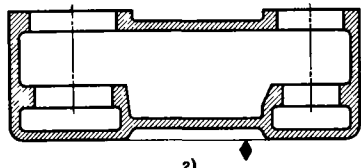
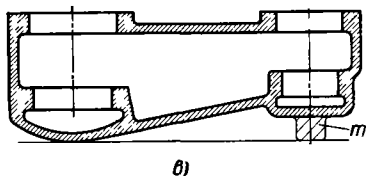
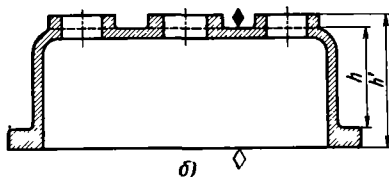
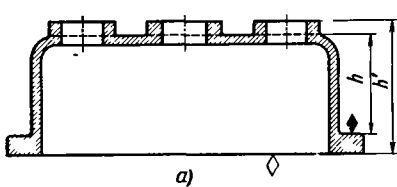


Рис. 484. Черновые базы и базы механической обработки

ЛИТЕЙНЫЕ БАЗЫ. БАЗЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Литейной (черновой) базой называют поверхность или ось, по которой производят первую операцию механической обработки.

Поверхностная черновая база представляет собой необрабатываемую поверхность достаточной протяженности, параллельную или перпендикулярную к базе механической обработки — поверхности, обрабатываемой при первой механической операции. Конфигурация черновой базы должна обеспечивать удобное и устойчивое крепление детали при механической обработке; затяжка по базе не должна вызывать коробления литой заготовки.

Для черновой базы нельзя использовать поверхность, подвергаемую механической обработке.

В детали, изображенной на рис. 484, а, черновой базой могут служить или отмеченная зачерненным ромбиком поверхность фланца, или верхняя плоскость детали (вид б). База механической обработки показана светлым ромбиком.

От черновой базы координируют все остальные литейные поверхности (размеры h), от базы механической обработки — все остальные механически обрабатываемые поверхности (размеры h'). Базу механической обработки выполняют с минимальным припуском, что обеспечивает равномерное распределение припусков по остальным поверхностям механической обработки.

Иногда черновые базы приходится создавать искусственно, вводя технологические приливы (m , вид в) или изменяя соответствующим образом конфигурацию детали (вид з).

В общем случае литейных баз должно быть три — по одной для каждой из осей пространственной системы координат.

Осевыми базами являются оси отверстий болышек. Осевая база определяет литейные размеры в плоскости, перпендикулярной к оси, а поверхностная база — вдоль оси (вид д).

При механической обработке заготовки фиксируют чаще всего по двум отверстиям и по поверхностной базе.

Тела вращения имеют только две базы — осевую, совпадающую с осью тела вращения, и высотную, определяющую размеры вдоль оси (вид е). При наличии осевых баз литейные базы и базы механической обработки совмещаются; общей базой служит ось отверстия, избранного в качестве базового (на видах е — з отмечена двойным ромбиком).

КОЛЕБАНИЯ РАЗМЕРОВ ОТЛИВКИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ

Детали, отливаемые в песчаные формы, подвержены значительным колебаниям размеров, которые возрастают с увеличением габаритов отливки и с повышением ее сложности.

ГОСТ 1855—55 и ГОСТ 2009—55 устанавливают три класса точности на размеры отливок из серого чугуна и стали. На рис. 485, а—в приведены усредненные значения допускаемых отклонений для чугунных и стальных отливок при литье в песчаные формы в зависимости от наибольшего габаритного размера A отливок для различных расстояний L от базы. На виде г приведены допускаемые отклонения размеров отливок из цветных сплавов.

При литье в песчаные формы по деревянным моделям и при формовании стержней в деревянных ящиках можно получить точность не выше 3-го класса.

Наименьшие отклонения размеров отливки дает формовка в одной опоке. При формовке в двух или нескольких опоках возникают отклонения в результате смещения одной опоки относительно другой.

Верхняя опока (рис. 486) может сместиться относительно нижней на зазор a между отверстиями и центрирующими штырями с соответствующим смещением всех вертикальных поверхностей, формируемых в верхней опоке, в результате чего номинальная толщина стенок может существенно измениться.

Поверхности, формируемые стержнями, могут сместиться относительно поверхностей, формируемых моделью, из-за неточной установки стержня в форме (смещение b на рис. 486). Наибольшие смещения наблюдаются в верхней полуформе, где суммируются смещения полуформ и стержня.

В неблагоприятном случае (смещения стержня и полуформ направлены в противоположные стороны) колебания толщины вертикальных стенок в верхней полуформе, равные $\pm(a+b)$, превышают отклонения в нижней полуформе $\pm b$ примерно в 2 раза.

Отклонения горизонтальных поверхностей происходят в результате неточной установки стержней в вертикальном направлении, попадания грязи на поверхности стыка опок и стержней и т. д.

Как правило, поверхности, формируемые в нижней опоке, точнее поверхностей, формируемых в верхней опоке; поверхности, формируемые моделью, точнее поверхностей, формируемых внутренними стержнями.

Другие причины неточностей: отклонения размеров модельного комплекта от номинала;

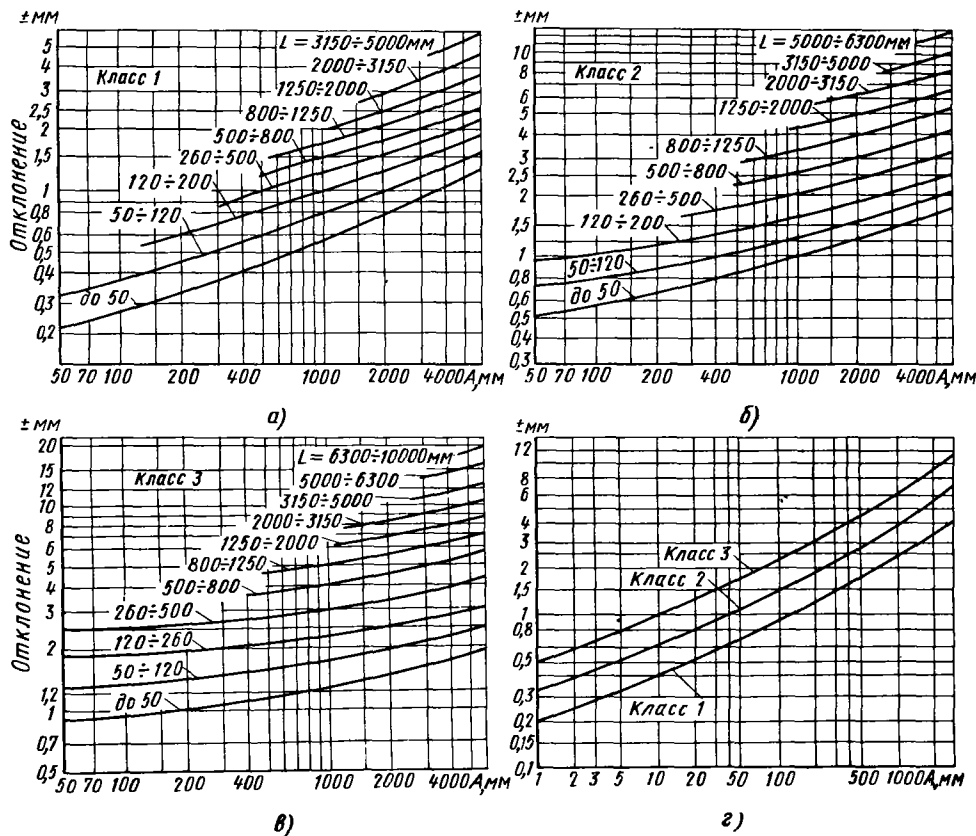


Рис. 485. Допускаемые отклонения размеров отливок:

а — в — чугуны и стальные отливки; г — отливки из сплавов цветных металлов

изменение размеров стержней при сушке, рассыхание моделей при хранении; изменение размеров формы, обусловленное выемкой модели и т. д. Величина припуска определяется в зависимости от класса точности отливки, размеров отливки, номинального расстояния поверхности от базы, положения поверхности при заливке (внизу, вверх, сбоку), типа литейного сплава.

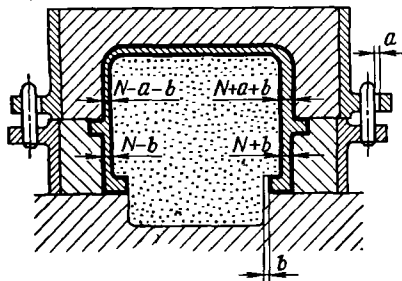


Рис. 486. Возникновение источней при отливке в двух отлоках

На рис. 487, а—в приведены усредненные значения припусков по ГОСТ 1855-55 для серых чугунов для различных классов точности, в зависимости от наибольшего габаритного размера A отливки для различных расстояний L поверхности от базы.

На графиках приведены припуски для верхних поверхностей типа m (рис. 488), имеющие максимальные значения, поскольку точность таких поверхностей меньше главным образом из-за скоплений в верхних припусках неметаллических включений, шлаков и других примесей, подлежащих удалению при механической обработке. Значения припусков для нижних n и боковых o поверхностей на 20–30% меньше припусков для верхних поверхностей. Припуски для стальных отливок на 25–40% больше, чем чугуновых.

Колебания размеров отливки имеют особое значение на участках сопряжения черных стенок с поверхностями, подвергающимися механической обработке. Точность механической

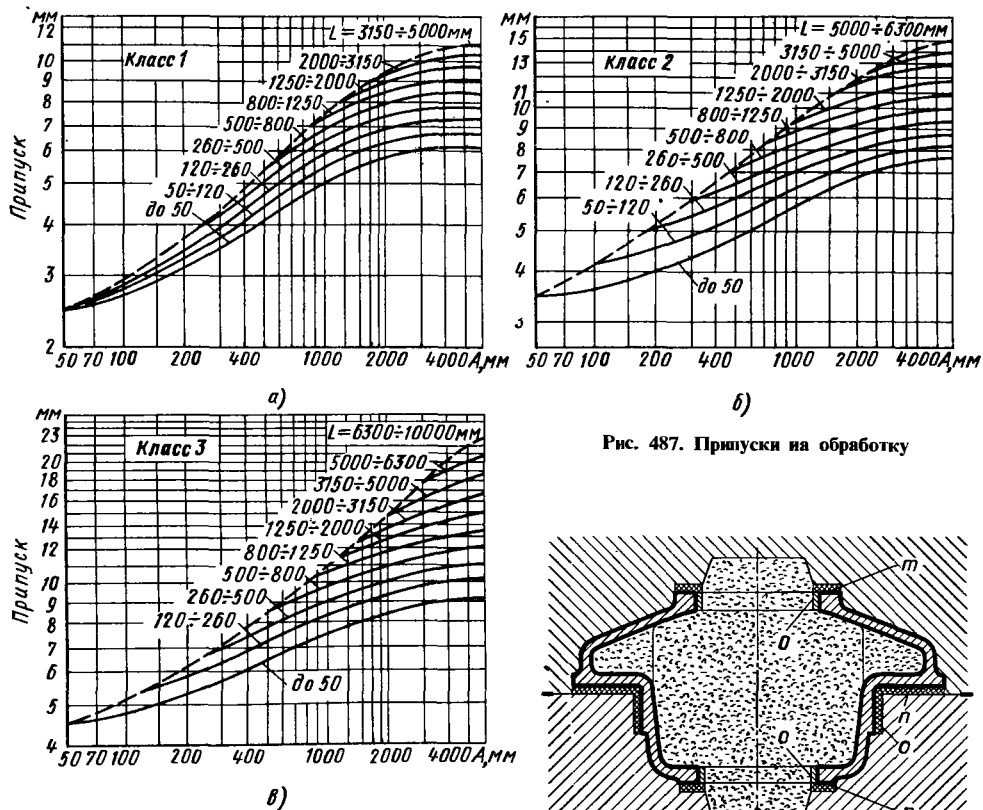


Рис. 487. Припуски на обработку

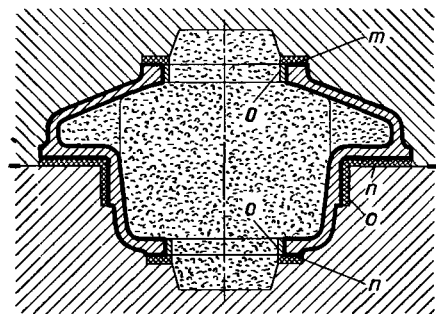


Рис. 488. К определению величины припусков

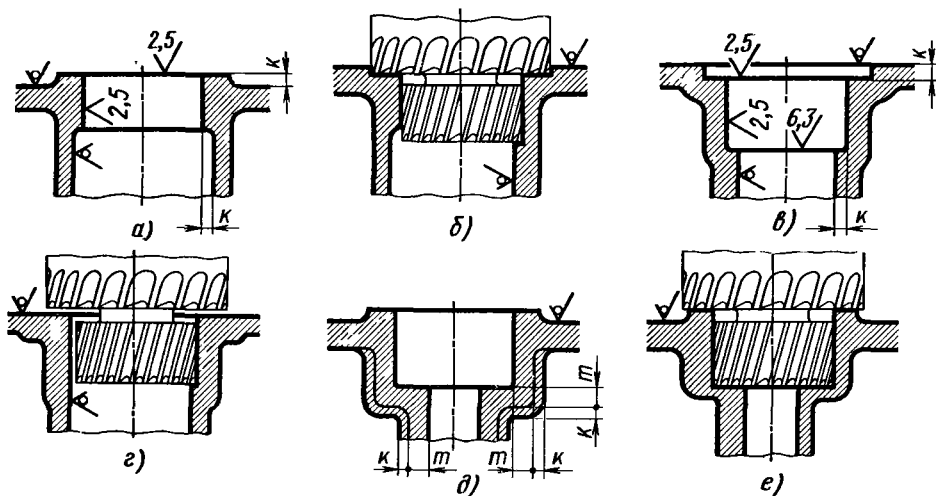


Рис. 489. Сопряжение обработанных и черных поверхностей

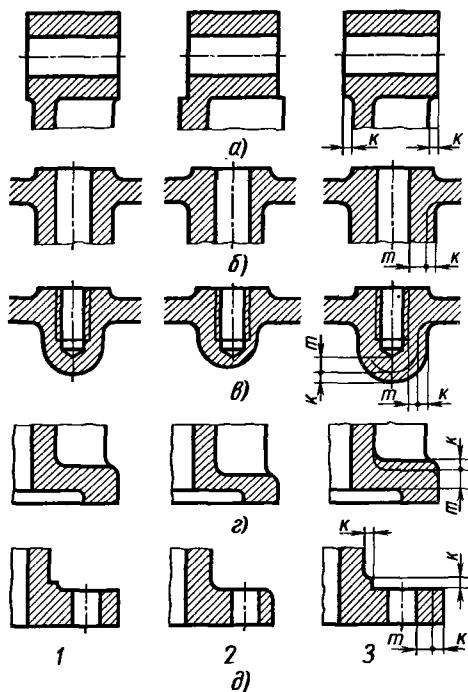


Рис. 490. Сопряжение обработанных и черных поверхностей:

1 — заданные формы; 2 — возможные отклонения форм; 3 — формы, учитывающие смещения k литых поверхностей (m — минимальная конструктивно-допустимая толщина стенок)

обработки во много раз выше точности литейных размеров. Литую деталь можно схематически рассматривать как жесткий остов из поверхностей механической обработки, окруженный «плавающей» оболочкой необработанных поверхностей.

Обозначим величину возможных смещений черных поверхностей через k .

При конструировании отливок необходимо соблюдать следующие правила:

1) выступающие обрабатываемые поверхности должны быть расположены выше черных

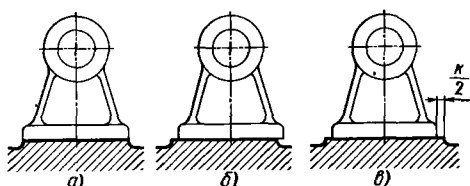


Рис. 492. Форма привалочных плоскостей

поверхностей на величину k (рис. 489, а), предупреждающую врезание инструмента в соседние необработанные поверхности (вид б);

2) углубленные обрабатываемые поверхности следует располагать ниже черных поверхностей на величину k (вид в), предупреждающую недоход инструмента (вид з) и образование черновин;

3) толщина стенок, прилегающих к обрабатываемым поверхностям (вид д), должна быть больше конструктивно необходимой толщины m на величину k . Иначе при смещении литых поверхностей может наступить недопустимое утонение стенки (вид е).

На рис. 490 приведены примеры применения указанных правил для ступиц (виды а), бобышек (виды б, в) и фланцев (виды г, д).

Стыковые плоскости следует соединять с ближайшими черными стенками поверхностями, перпендикулярными к плоскости обработки, высотой не менее k (рис. 491), иначе возможно искажение контура стыка.

Привалочные поверхности на корпусных деталях (рис. 492, а) следует во избежание свисания устанавливаемой детали (вид б) выполнять с запасом k по контуру (вид в).

Величина k зависит от точности литья, габаритов отливки, расстояния данного элемента до базы литейных размеров и базы размеров механической обработки и определяется в общем случае расчетом размерных цепей. Практическое конструирование нуждается в более простом методе.

Для нахождения k можно воспользоваться припусками на механическую обработку (см. рис. 487), поскольку последние определяются

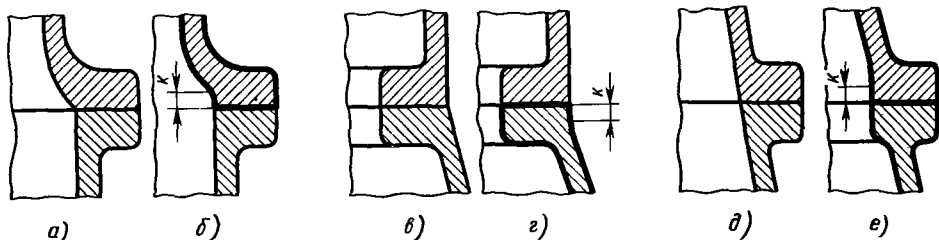


Рис. 491. Сопряжения стыковых поверхностей: а, в, д — неправильные; б, г, е — правильные

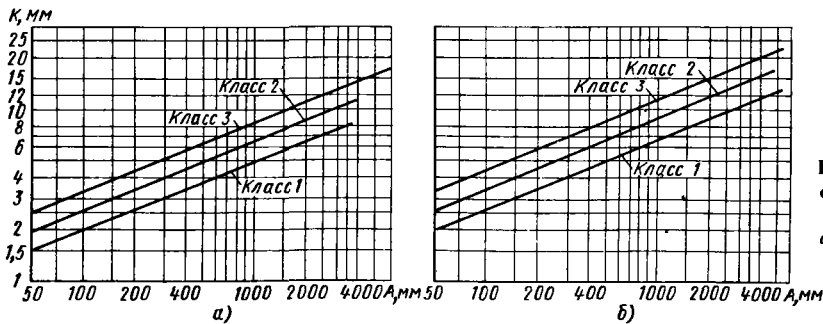


Рис. 493. Графики для определения величины k :

a — чугуное литье;
 $б$ — стальное литье

теми же параметрами, что и k (наибольший габаритный размер отливки, расстояние от литейных баз, класс точности литья). Во избежание подсчета расстояний до баз можно брать верхние пределы припусков (штриховые линии на рис. 487), что пойдет в запас надежности. Учитывая, что на графиках даны максимальные значения припусков (для верхних поверхностей), следует ввести понижающий коэффициент 0,7.

На рис. 493, $a, б$ приведены подсчитанные таким образом значения k для чугунных и стальных отливок в зависимости от размера A . Значения k можно непосредственно использовать для определения удаления обрабатываемых поверхностей от черных.

Толщину стенок бобышек проще определять из соотношения $S = as$, где s — средняя толщина стенок отливки; a — коэффициент, равный для I, II и III классов точности соответственно 1,5; 1,7; 1,8. Эти соотношения практически гарантируют от чрезмерного уменьшения толщины стенок.

НАНЕСЕНИЕ РАЗМЕРОВ

Нанесение размеров на чертежах литых деталей должно отражать расположение литейных баз и баз механической обработки, а также учитывать отклонения размеров.

Основные правила нанесения размеров литых деталей следующие:

1) необрабатываемые поверхности следует привязывать к литейной черновой базе непосредственно или с помощью других размеров;

2) исходную базу механической обработки следует привязать к черновой литейной базе; все остальные размеры механически обрабатываемых поверхностей — к базе механической обработки непосредственно или с помощью других размеров.

Привязывать литейные размеры к размерам механически обрабатываемых поверхностей и наоборот недопустимо, за исключением случая, когда литейная база и база механической обработки совпадают (осевые базы).

Приведенные правила необходимо соблю-

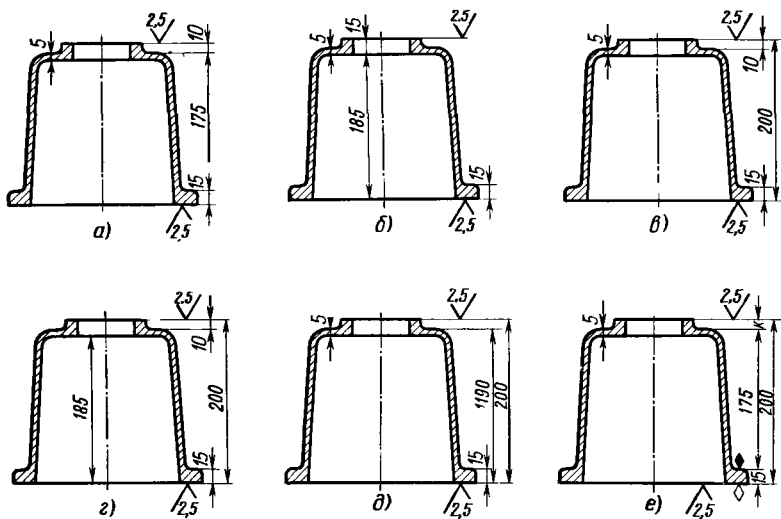


Рис. 494. Нанесение размеров на литой детали

13. КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Механическая обработка принадлежит к числу наиболее трудоемких и дорогих способов изготовления и составляет до 70% стоимости изделия.

Главные технологические способы повышения производительности обработки:

1. Сокращение машинного времени (интенсификация процессов резания). К этим способам относятся скоростное резание (увеличение главной скорости резания), силовое резание (увеличение подачи и глубины реза), производительные способы обработки (обработка многолезвийным инструментом, внутреннее и наружное протягивание, фрезоточение и т. д.).

2. Сокращение вспомогательного времени — применение быстрействующих приспособлений автоматизации подачи, установки, крепления и снятия заготовок, обработка по настроенным операциям, автоподладка настройки, автоматизация контроля. Разновидностью этого способа является последовательная обработка заготовок в многоместных приспособлениях.

3. Совмещение во времени операций обработки (синхронизация переходов). К этому способу относятся обработка комбинированным инструментом и многоинструментная обработка (многолезвцовое точение и строгание, фрезерование набором фрез). Наиболее полное выражение этот способ получил в агрегатных станках, производящих одновременную обработку нескольких поверхностей заготовки.

4. Одновременная обработка нескольких заготовок — параллельная и параллельно-последовательная обработка нескольких заготовок в многоместных приспособлениях, непрерывная обработка на роторных, карусельных и барабанных станках.

5. Ускорение передачи заготовок со станка на станок (механическая транспортировка заготовок, рациональная расстановка оборудования). Навысшую производительность дают автоматические и полуавтоматические линии, особенно роторные.

Обязательными условиями применения производительных способов обработки, специальной технологической оснастки и специализированных станков являются массовость и

стабильность выпуска продукции, устранение многомоделности и всемерная унификация конструкций.

В конструкции механически обрабатываемых деталей должно быть предусмотрено максимальное сокращение трудоемкости обработки при одновременном обеспечении высокого качества и надежности машин. При конструировании механически обрабатываемых деталей необходимо соблюдать следующие правила:

сокращать протяженность механически обрабатываемых поверхностей до конструктивно необходимого минимума;

уменьшать количество металла, снимаемого при обработке;

предусматривать изготовление деталей наиболее производительными методами обработки без снятия стружки (штамповкой, холодной высадкой, чеканкой и т. д.);

шире применять профильный и сортовой металл с сохранением наибольшего числа черных поверхностей;

предусматривать изготовление деталей из заготовок с формой, возможно близкой к форме окончательного изделия;

облегчать изготовление трудоемких деталей путем применения составных конструкций;

избегать излишне точной механической обработки. Применять в каждом отдельном случае наиболее низкую точность, обеспечивающую правильную работу узла и удовлетворяющую условию взаимозаменяемости;

обеспечивать возможность применения наиболее производительных способов механической обработки (обработка мерным многолезвийным инструментом и т. д.);

предусматривать возможность обработки напроход, являющейся главным условием повышения производительности, получения высокой точности и малой шероховатости обрабатываемых поверхностей;

при невозможности обработки напроход обеспечивать выход обрабатывающего инструмента на расстояние, достаточное для получения точных поверхностей;

обеспечивать удобный подход режущего инструмента к обрабатываемым поверхностям; предусматривать возможность обработки

максимального числа поверхностей при одной операции на одном станке, с одного установка, одним и тем же инструментом;

деталям многократного и массового применения придавать формы, допускающие групповую обработку с применением комбинированного инструмента;

обеспечивать возможность обработки точных соосных и параллельных отверстий с одного установка, облегчающей получение соосности и точных межосевых расстояний;

предусматривать четкое разделение поверхностей, обрабатываемых на различных операциях, различным инструментом и с различной степенью точности;

между обрабатываемыми и ближайшими необрабатываемыми поверхностями предусматривать расстояния, обеспечивающие обработку при наибольших возможных по производственным условиям колебаниях размеров заготовок;

избегать совместной обработки деталей в сборе, нарушающей непрерывность производственного потока, снижающей взаимозаменяемость и затрудняющей смену деталей в эксплуатации;

сокращать номенклатуру обрабатывающего инструмента путем унификации размеров и формы обрабатываемых элементов:

в единичном и мелкосерийном производстве сводить к минимуму применение специального режущего инструмента, по возможности обходясь стандартным инструментом;

придавать обрабатываемым поверхностям форму, обеспечивающую равномерную и безударную работу инструмента;

разгружать цилиндрический многолезвийный инструмент (сверла, развертки, зенкеры и т. д.) от одностороннего давления при обработке;

придавать обрабатываемым участкам высо-

кую и равномерную жесткость, обеспечивающую точную обработку и способствующую применению производительных способов обработки;

предусматривать удобные базы для контроля размеров по возможности с применением универсального измерительного инструмента.

СОКРАЩЕНИЕ ОБЪЕМА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Примеры устранения лишней механической обработки приводятся на рис. 497. В узле крепления направляющей (вид *a*) целесообразно уменьшить глубину фиксирующей выборки в корпусе (вид *b*) до значения, достаточного для надежности фиксации.

В литых деталях (ниша под крепежный болт — виды *в*, *г*; крышка — виды *д*, *е*; корпусная деталь — виды *ж*, *з*) поверхности, нуждающиеся в обработке, следует располагать выше смежных необработанных поверхностей.

В узле установки подшипников качения (вид *и*) точной механической обработке следует подвергать строго ограниченные участки рабочих поверхностей (вид *к*).

На видах *л*, *м* показано сокращение протяженности пояса запрессовки втулок в корпусе; на видах *н*, *о* — центрирующего пояса призонного болта.

Для деталей, изготовляемых из круглого проката, снижение трудоемкости механической обработки и уменьшение объема снимаемой стружки достигается главным образом сокращением перепадов между диаметрами деталей, особенно наибольших диаметров, определяющих главную долю снимаемого материала.

В ступенчатом валике (рис. 498, *a*) из-за наличия заплечика увеличивается диаметр D заготовки и резко повышается объем снимаемой стружки. Большой перепад диаметром ступенек, в свою очередь, вызывает увеличение

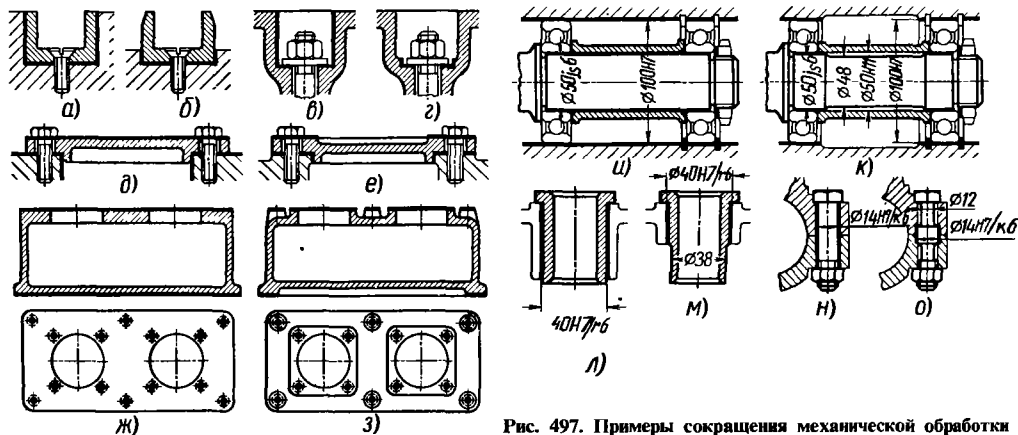


Рис. 497. Примеры сокращения механической обработки

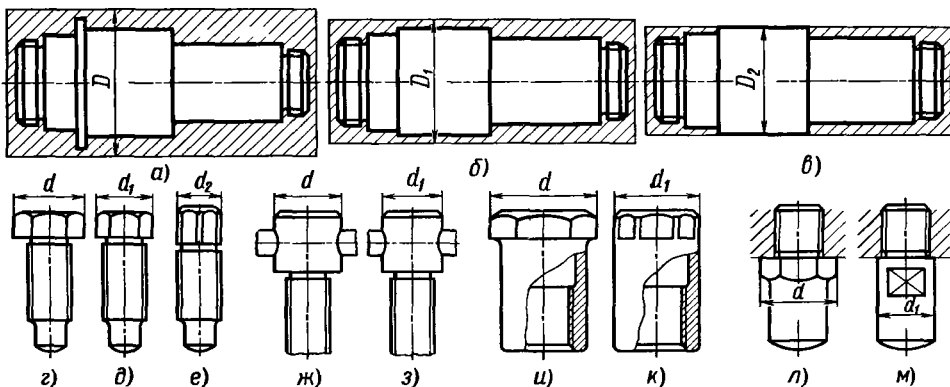


Рис. 498. Детали, изготовленные из круглого проката

объема механической обработки. Объем снимаемой стружки составляет 135% объема готового изделия; коэффициент использования материала заготовки равен 0,43, т. е. более половины объема заготовки идет в стружку.

В конструкции валика без заплечика и с уменьшенным перепадом диаметров ступенек (вид б) объем снимаемой стружки вследствие уменьшения диаметра D заготовки сокращается в 3 раза по сравнению с предыдущим вариантом. Большая часть этого сокращения до диаметра D_1 (80%) обусловлена удалением заплечика. Коэффициент использования материала повышается до 0,7.

На виде в показано дальнейшее сокращение объема снимаемой стружки, достигнутое при изготовлении детали из чистотянутого прутка диаметром, равным максимальному диаметру D_2 валика. Коэффициент использования материала здесь повышается до 0,8.

Примеры сокращения механической обработки посредством уменьшения максимального диаметра деталей показаны на видах г-е (нажимной винт), ж, з (вороток) и, к (коллачок), л, м (ножка).

Диаметр изделия нужно согласовать со стандартными диаметрами круглого проката. Максимальный диаметр изделия должен быть меньше ближайшего стандартного диаметра

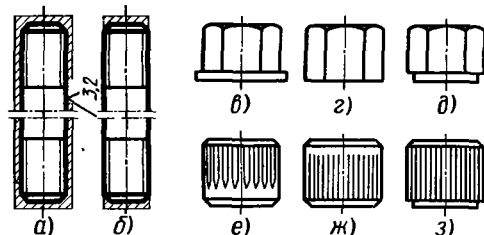


Рис. 499. Крепежные детали, изготовленные из проката

прутка на диаметральный припуск a на обработку.

Значение a можно определять из соотношения

$$a = b\sqrt[6]{DL},$$

где D — диаметр обрабатываемой поверхности, мм; L — длина заготовки, мм; b — коэффициент, равный для различных видов обработки (см. таблицу):

Операция	Обработка		Общий припуск
	черновая	чистовая	
Точение . . .	0,5	0,4	0,9
Шлифование .	0,2	0,1	0,3

Крепежные детали массового производства целесообразно изготавливать из калиброванного проката с сохранением возможно большей части необработанной поверхности заготовки.

На рис. 499, а, б приведен пример сокращения трудоемкости путем изготовления шпильки из чистотянутого калиброванного прутка.

Конструкция шестигранной гайки с кольцевым буртиком (вид в) для массового производства неприемлема. Изготавливать такие гайки можно только поштучно. Конструкции г, д изготавливают из шестигранного прутка.

Нетехнологична конструкция цилиндрической шлицевой гайки с выходом шлицев на поверхность цилиндра (вид е), требующая индивидуального фрезерования гаск. Правильные конструкции, приспособленные для изготовления из холоднотянутого калиброванного прутка, изображены на видах ж, з.

Значительного сокращения механической обработки полых цилиндрических деталей

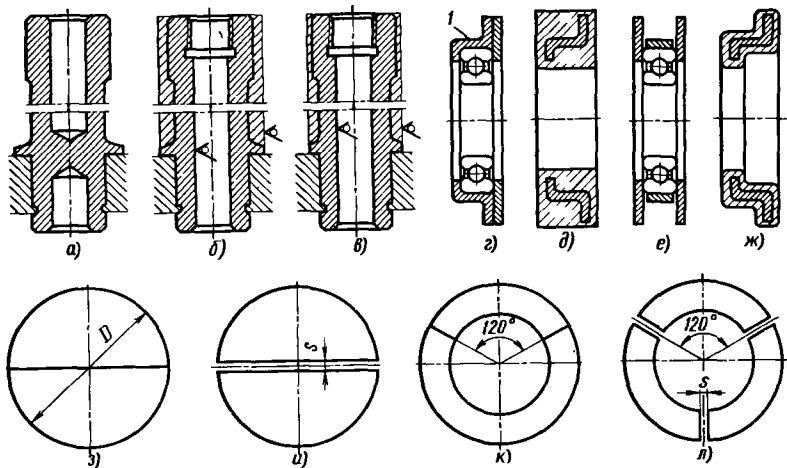


Рис. 500. Цилиндрические детали

можно достичь путем изготовления их из труб.

На рис. 500, а показана пустотелая колонна, изготовленная из массивного прутка. Механическая обработка значительно сокращается, если изготовить колонну из цельнотянутой трубы и оставить необработанной внутреннюю поверхность (вид б). Объем механической обработки сокращается еще больше, если уменьшить диаметр заплечика (вид в).

На виде г показан корпус подшипника. Изготовление его из кольцевой (вид д), а тем более массивной цилиндрической заготовки крайне трудоемко; в стружку уходит до 90% объема заготовки.

В конструкции е корпус разделен на три части. Боковые щеки изготавливают из листа, среднюю часть — из тонкостенной трубы.

В массовом производстве деталь 1 целесообразно изготавливать штамповкой (вид ж).

При изготовлении деталей, выполняемых разрезанием цилиндрических заготовок (виды з—л), угловые размеры деталей с целью максимального использования заготовки следует назначать так, чтобы деталь укладывалась целое число раз в окружность заготовки, притом с учетом ширины прорезной фрезы.

Детали, изображенные на видах з, к, выполнены без учета ширины s прорезной фрезы, вследствие чего в первом случае приблизительно половина, а во втором случае треть заготовки идет в отход. В конструкциях и, л размеры деталей выбраны с учетом прорезания; заготовка используется полностью.

ПЕРЕВОД НА КОВКУ И ШТАМПОВКУ

Наиболее целесообразно выполнять детали из заготовок, имеющих форму, близкую

к форме окончательного изделия, получаемую горячей штамповкой в закрытых штампах. Помимо сокращения механической обработки, штамповка увеличивает прочность благодаря уплотнению металла, образованию волокнистой текстуры и происходящей при остывании заготовки рекристаллизации, сопровождающейся образованием мелких равноосных зерен.

Цельноштампованные детали при всех прочих равных условиях прочнее, легче и требуют меньшей механической обработки, чем составные детали.

Применение штампов экономически оправдано при массовом выпуске, когда первоначальные затраты на изготовление штампов быстро окупаются увеличением производительности и сокращением механической обработки. Однако благодаря высокой прочности штампованных изделий штамповку нередко применяют в производстве ответственных машин независимо от масштаба выпуска и стоимости изготовления.

Наивысшую точность и наименьшую шероховатость поверхности обеспечивает холодное калибрование (чеканка), применяемое как окончательная операция после горячей штамповки. Иногда чеканка полностью исключает необходимость механической обработки.

На рис. 501 представлены способы изготовления чашечной детали (деталь показана на рисунке тонкими линиями).

Изготовление литьем из цилиндрической болванки (рис. 501, а) весьма трудоемко. Деталь ослабляется перерезанием волокон материала.

На рис. 501, б изображена заготовка, полученная на молоте в открытом штампе с фасонной матрицей и плоским бойком, в, г — то же, с фасонными матрицами и бойком.

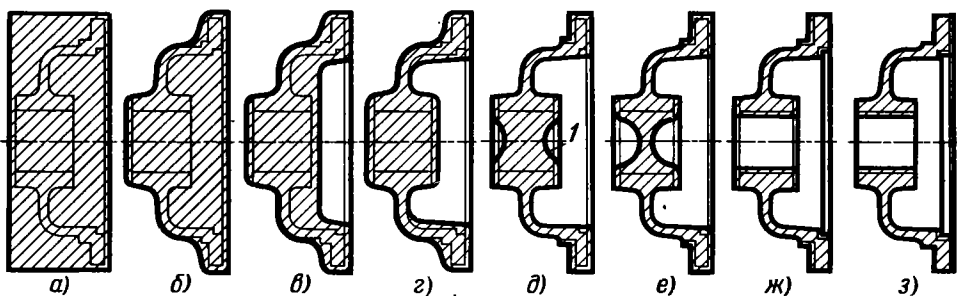


Рис. 501. Способы изготовления чашечной детали

При штамповке в одноручьевом закрытом штампе (вид *д*) большая часть поверхностей приобретает окончательную форму, за исключением поверхностей, подлежащих механической обработке. Отверстие намечено углублениями *1* (на метках и). Напуск в отверстии удаляют механической обработкой или последующими штамповочными операциями.

При штамповке в чистовом ручье (вид *е*) точность необрабатываемых стенок выше; припуски на механическую обработку меньше. Перемычку в отверстии удаляют вырубным штампом.

На рис. 501, *ж* показана заготовка, полученная на горизонтально-ковочной машине, с прошивкой отверстия.

При холодном калибровании всем поверхностям придается окончательный вид (вид *з*), за исключением поверхностей, нуждающихся в особо точной обработке (посадочное отверстие, центрирующая выборка, торец фланца).

Плоские фасонные детали целесообразно изготавливать из листа.

Трудоемкую круговую обработку детали, показанной на рис. 502, *а*, можно упростить, изготавливая ее из листа (вид *б*) с групповой обработкой наружного контура профильным фрезерованием или строганием. Можно также изготовить профиль экструзией с последующей разрезкой его (вид *в*).

Хомут, изображенный на рис. 502, *з*, изготовляют с помощью трудоемкой круговой обработки или штамповки с последующей круговой зачисткой. При незначительном изменении конструкции (удаление выступов *т* на проушине) можно изготовлять хомуты из листа (вид *д*) с профильным фрезерованием наружного контура.

СОСТАВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Составные конструкции применяют при небольшом масштабе выпуска, когда изготовление штампов экономически не оправдано.

Примеры расчленения деталей как средства уменьшения отхода металла в стружку приведены на рис. 503, *1, 2* (пробковый кран), *3, 4* (поршень), *5–7* (заделка колонны).

Расчленение деталей часто позволяет уменьшить трудоемкость механической обработки.

В узле, состоящем из лабиринтного уплотнения и уплотнения разрезными пружинными кольцами (вид *8*), деталь *а* практически невыполнима (нельзя подвести режущий инструмент к гребешкам внутреннего лабиринта и канавкам пружинных колец). Разделение детали на две части (вид *9*) позволяет обработать ее без затруднений.

На видах *10, 11* показано упрощение обработки кольцевого Т-образного паза путем раз-

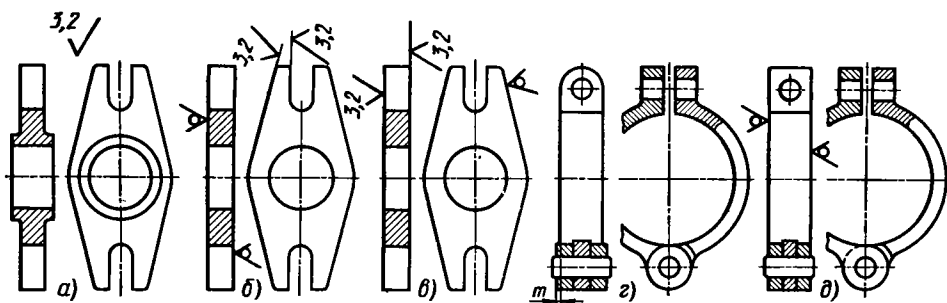


Рис. 502. Способы упрощения обработки фасонных деталей

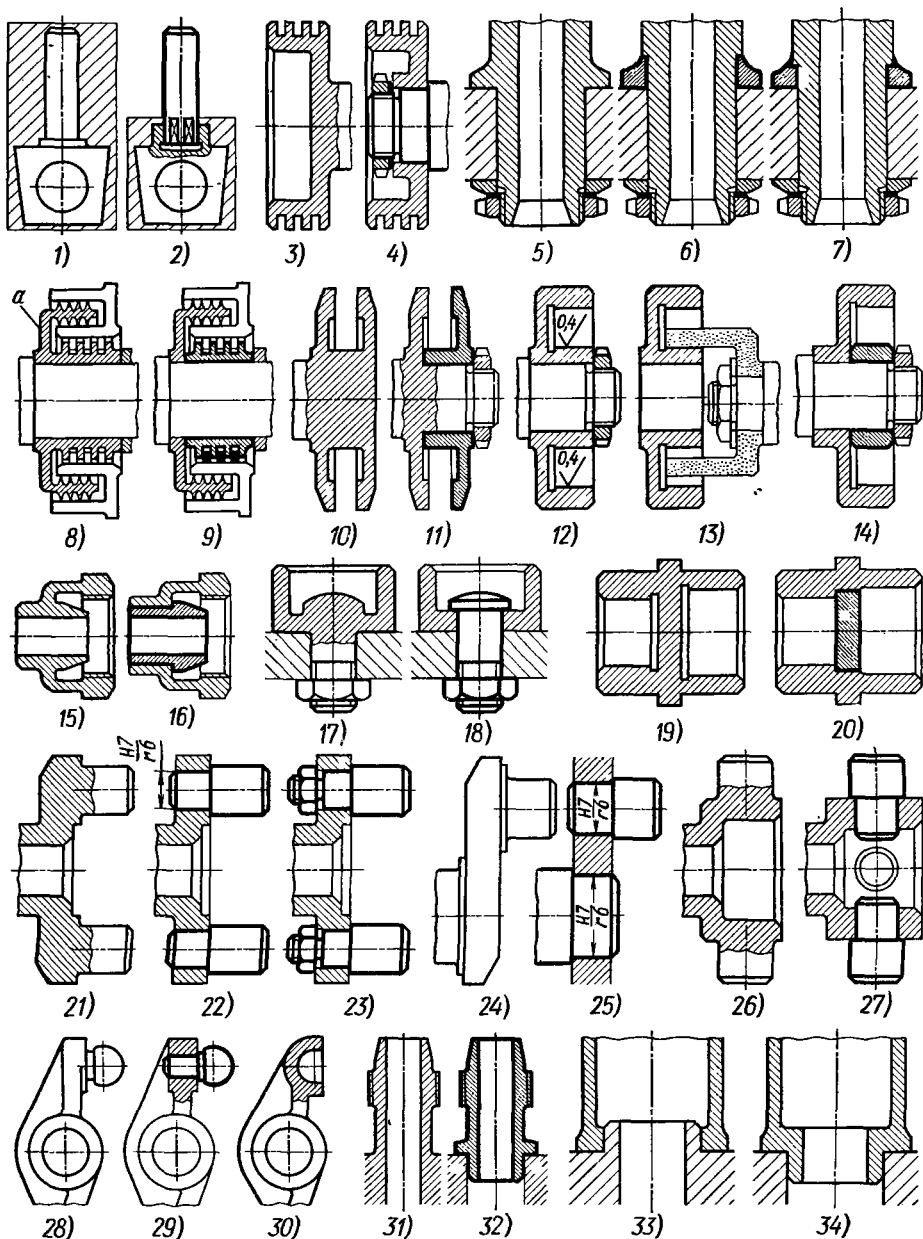


Рис. 503. Составные конструкции

деления детали на две части. Деталь с внутренней ступицей (вид 12) можно обработать с необходимой степенью чистоты только при помощи чашечного шлифовального круга (вид 13). В составной конструкции (вид 14) отъемная ступица обрабатывается наружным шлифованием.

На рис. 503, 15–34 приведены примеры разделения деталей сложной конфигурации — ниппель (виды 15, 16), чашечная деталь с внутренней сферической поверхностью (17, 18), полый валик с внутренней перегородкой (19, 20).

Затруднительна обработка цилиндрических и сферических выступов, ось которых не сов-

падает с осью вращения детали. Для obtачивания их необходимы специальные приспособления (центросмесители); шлифование возможно только при помощи чашечных кругов. Такие части целесообразно делать съемными.

Конструкция водила с кольцами, выполненными заодно с корпусом водила (вид 21), нетехнологична. Целесообразнее установить пальцы в отверстиях (виды 22, 23), точное изготовление и координирование которых не представляют затруднений.

Выполнение выступающих частей заодно с деталью допустимо, если их не более двух и если они расположены по разные стороны детали (например, лобовые кривошипны, вид 24). Технологически все же предпочтительнее составная конструкция (вид 25), хотя по прочности она уступает цельной.

Примеры составных конструкций приведены на видах 26, 27 (крестообразное водило); 28, 29 (рычаг со сферическим бойком). В последнем случае закономерно и другое решение: замена головки сферической чашкой (вид 30).

Наружные резьбы на выступающих частях корпусных деталей (вид 31) приходится нарезать вручную, что неприемлемо для массового производства. Целесообразно делать их съемными (вид 32).

Следует избегать центрирования по наружным буртикам на корпусных деталях (вид 33), заменяя его центрированием по отверстиям (вид 34).

УСТРАНЕНИЕ ИЗЛИШНЕ ТОЧНОЙ ОБРАБОТКИ

Применять размеры с допусками (посадочные размеры) нужно только в случае необходимости. Качество следует выбирать наименьшее, допустимый условием взаимозаменяемости и условием надежной работы узла.

Поверхности, точность изготовления которых не влияет на работу узла в целом, следует изготавливать по более низким стандартам, чем рабочие поверхности.

На рис. 504, а изображен узел установки

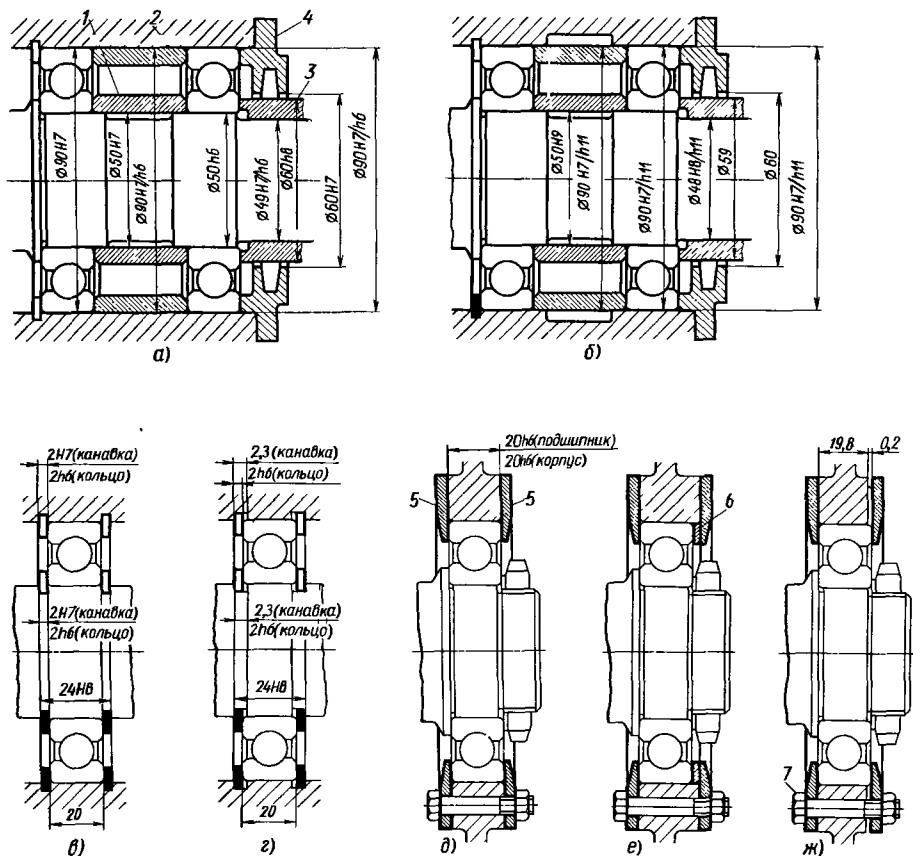


Рис. 504. Способы устранения излишней точности обработки

ОБРАБОТКА НАПРОХОД

вала на подшипниках качения. Посадочные поверхности под подшипники выполнены по Н7.

С такой же точностью выполнены центрирующие поверхности промежуточных втулок 1, 2, 3 и корпуса канавочного уплотнения 4, тогда как без всякого ущерба для работоспособности узла можно назначить для этих поверхностей более грубые поля допусков Н8, h11 (вид б).

Нет оснований назначать классные размеры на внутренний диаметр корпуса уплотнения 4 и наружный диаметр втулки 3, поскольку между этими поверхностями имеется зазор, равный 0,5 мм на сторону. Эти размеры можно выполнять без допусков.

При фиксации шарикового подшипника кольцами на валу и в корпусе (вид в, з) нет необходимости устанавливать стопорные кольца в канавки по посадке Н7/h6 и обрабатывать их по 6-му качеству, так как плотность посадки колец и точность фиксации подшипника определяется только охватывающим размером 24Н8 между крайними торцами канавок и суммарной толщиной заключенных в этом промежутке охватываемых деталей (стопоры, кольцо подшипника). Для упрощения обработки целесообразно посадить стопорные кольца в канавки с осевым зазором ~0,3 мм (вид з).

На рис. 504, д показана осевая фиксация шарикового подшипника в корпусе с помощью шек 5. Для беззазорной фиксации торцы корпуса обработаны по 6-му качеству в размер, равный ширине наружной обоймы подшипника (20h6). Изготовление узла можно упростить, обработав торцы корпуса без допуска и обеспечив беззазорную фиксацию с помощью калиброванного кольца 6 (вид е). Еще проще ширину корпуса уменьшить на 0,1–0,2 мм по сравнению с шириной подшипника (размер 19,8 на рис. 504, ж). При затяжке крепежных болтов 7 щеки, упруго деформируясь, фиксируют подшипник в осевом направлении.

Для увеличения производительности механической обработки и повышения чистоты и точности ее большое значение имеет обработка напроход со свободным входом и выходом режущего инструмента за пределы обрабатываемой поверхности.

Конструкция корпусной детали, изображенная на рис. 505, а, нетехнологична, так как ход режущего инструмента (торцевой фрезы) вдоль обрабатываемой поверхности ограничен стенками детали.

Условия резания различны на различных участках обрабатываемой поверхности. Вначале изделие подводят к фрезе осевой подачей; происходит врезание фрезы в металл, при котором получается грубообработанная поверхность. Для того чтобы получить более или менее одинаковую шероховатость на всем протяжении обрабатываемой поверхности, нужно сделать несколько проходов.

Приемы производительной обработки — скоростное резание, обработка по настроенным операциям, а также групповая обработка — в данном случае неприменимы. Каждую деталь приходится обрабатывать индивидуально, затрачивая много времени на подвод, вывод фрезы и настройку в размер.

В правильной конструкции б с выступающей обрабатываемой поверхностью фреза работает напроход, обрабатывая плоскость с одинаковой шероховатостью при высокой производительности.

На виде в показана нетехнологичная конструкция плиты. Подлежащие обработке поверхности а–г расположены на различных уровнях; обработка каждой поверхности требует отдельной операции. Контур верхнего фланца с вследствие наличия внутренних бобышек приходится обрабатывать при комбинированных поперечной и продольной подачах изделия.

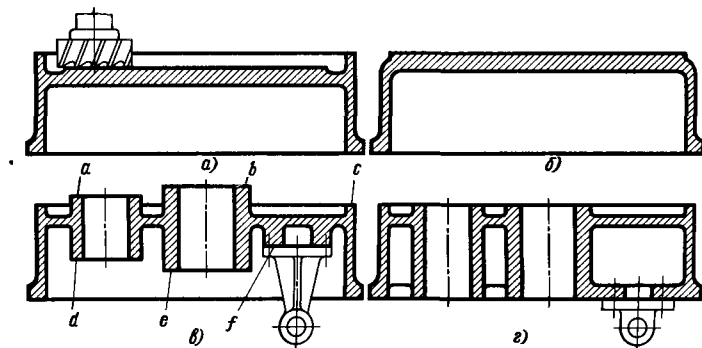


Рис. 505. Обработка корпусных деталей напроход

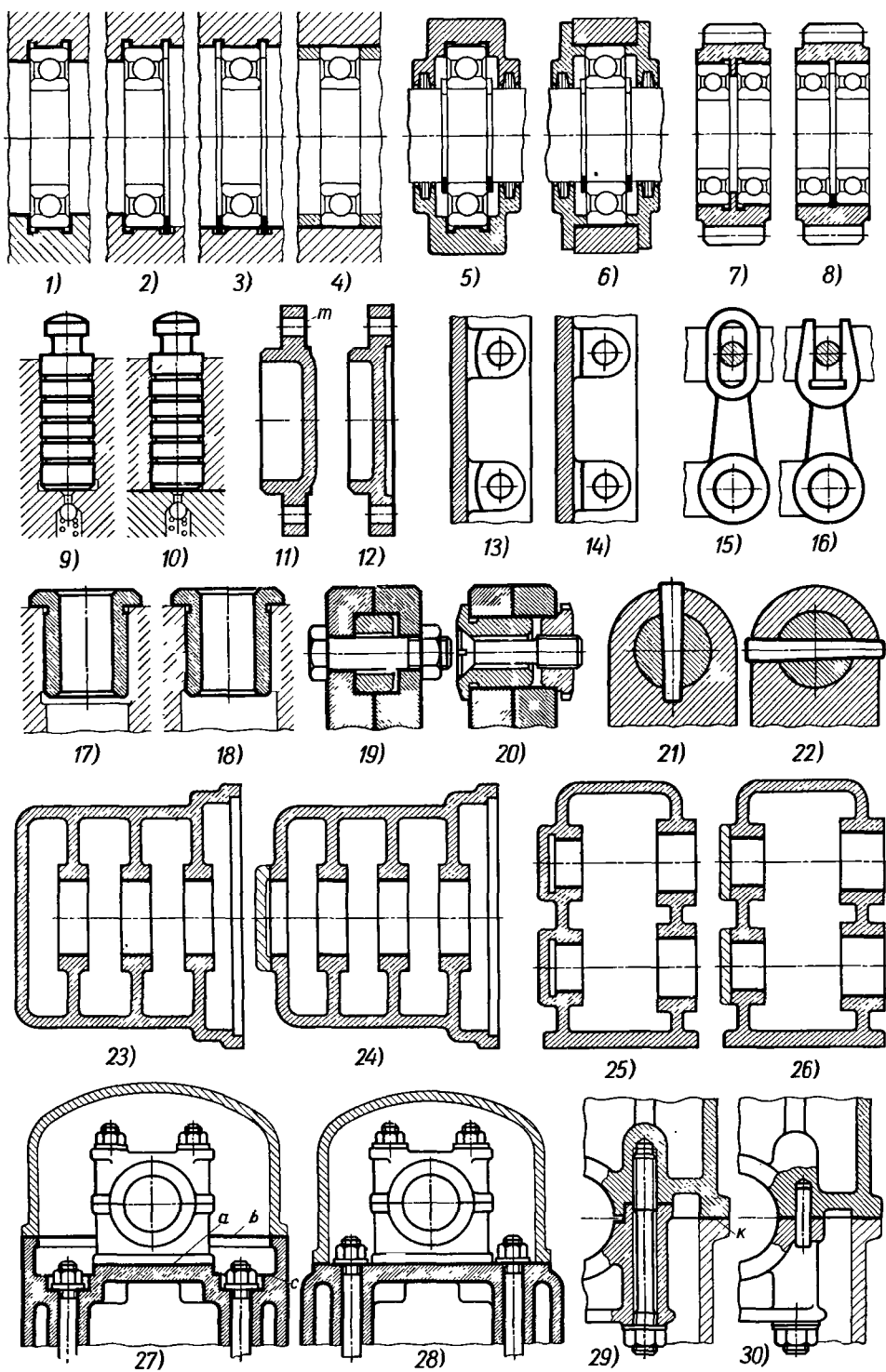


Рис. 506. Обработка напорох

В технологичной конструкции z все обрабатываемые поверхности выведены на один уровень. Обработка производится в два приема — проходом верхней и нижней поверхностей плиты.

На рис. 506 показаны примеры исполнения точных отверстий. В конструкции 1 подшипник установлен в разъемном корпусе (радиальная сборка), в гнезде, ограниченном с обеих сторон стенками. Обрабатывать посадочную поверхность гнезда очень трудно.

В конструкции 2 (установка подшипника в целом корпусе с осевой сборкой) точная обработка посадочной поверхности затруднена из-за наличия буртика, фиксирующего подшипник в осевом направлении.

Правильны конструкции с обработкой посадочной поверхности напроход. Подшипник в этом случае фиксируют в осевом направлении стопорными кольцами (вид 3) или промежуточными втулками (вид 4), из которых одна закреплена в корпусе, а другая служит для затяжки кольца подшипника.

На видах 5, 6 показаны нецелесообразная (5) и целесообразная (6) конструкции корпуса подшипника качения.

Узел установки подшипников качения в зубчатом колесе с буртиком для фиксации подшипников (вид 7) нетехнологичен. Особенно трудно в данном случае обеспечить concentricность посадочных поверхностей, обрабатываемых с разных установок. При замене буртика стопорным кольцом (вид 8) становится возможной обработка отверстия напроход.

В узле установки в глухом отверстии (вид 9) затруднительна обработка отверстия и притирка плунжера. В данном случае необходимо сделать отверстие сквозным (вид 10).

В крышке с фасонным фланцем m , обрабатываемым фрезерованием (вид 11), целесообразно придать фланцу форму, обеспечивающую обработку напроход (вид 12).

В конструкции 13 поверхности под гайки обрабатываются каждая отдельно с помощью торцевой фрезы. Изменив форму опорных по-

верхностей (вид 14), можно обрабатывать все опорные поверхности напроход.

Пазы (вид 15) целесообразнее выполнять открытыми (вид 16), так как при этом облегчается обработка, и боковые грани пазов можно выполнить с более высокой точностью.

Примеры изменения конструкций для обеспечения возможности обработки напроход показаны на видах 17, 18 (посадка втулки в корпусную деталь) 19, 20 (узел передачи момента во фланцевом соединении) и 21, 22 (штифтовое крепление вала).

На видах 23, 25 изображены неправильные конструкции корпусных деталей с отверстиями, расположенными в линию. При наличии глухих стенок необходимо обрабатывать отверстия консольной резцовый скалкой, конец которой неустойчив и прогибается под действием силы резания.

На видах 24, 26 в корпусах предусмотрены отверстия, через которые можно пропустить борштангу, дав ей вторую опору.

На видах 27, 30 показаны примеры упрощения обработки путем приведения обрабатываемых поверхностей в одну плоскость. В конструкции блочной головки двигателя (вид 27) обработка ведется по трем уровням: по плоскости a стыка головки с крышкой, по плоскости b установки подшипников распределительного валика и по опорным поверхностям с гаек крепежных болтов.

Целесообразна конструкция, в которой все три плоскости выведены на один уровень и обрабатываются за один проход (вид 28).

В узле крепления подвески подшипника к картеру (вид 29) подвеска фиксируется с помощью буртиков, что исключает обработку напроход стыковых поверхностей картера и подвесок.

В конструкции 30 фиксация подвески выполнена контрольными штифтами, что обеспечивает возможность обработки напроход.

Конструкция шестеренного насоса (рис. 507, a) нетехнологична. Гнезда под шестерни глухие и расположены в разных половинах

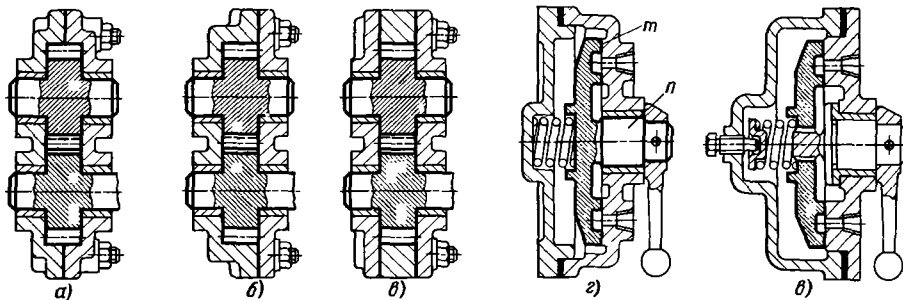


Рис. 507. Обработка напроход

корпуса: обеспечить в этих условиях соосность гнезд трудно. Несколько лучше конструкция, где гнезда расположены в одной половине корпуса (вид б). Наиболее технологична конструкция, где корпус состоит из трех частей (вид в). Гнезда, расположенные в средней части корпуса, а также рабочие поверхности шек корпуса обрабатываются напроход.

На виде г показана нецелесообразная конструкция плоского золотника. Рабочая поверхность m корпуса расположена в цилиндрической выемке; шлифовать эту поверхность с необходимой точностью невозможно. Шлифование рабочей поверхности золотника затруднено из-за цапфы n . Незначительное отклонение от перпендикулярности поверхности относительно оси цапфы может нарушить герметичность уплотнения.

В конструкции д рабочие поверхности корпуса и золотника обрабатываются напроход на плоскошлифовальном станке.

В конструкцию е введены и другие усовершенствования. Золотник соединен с валом шлицами, что обеспечивает свободу самоустановки золотника относительно корпуса и увеличивает надежность уплотнения. Пружина, прижимающая золотник, опирается на крышку корпуса через сферический шарнир, что способствует равномерной передаче прижимной силы на золотник и уменьшает трение при вращении золотника.

ВЫХОД ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Обработка напроход не всегда осуществима по конструктивным условиям. В таких случаях необходимо предусмотреть перебег режущей поверхности относительно обрабатываемой поверхности на расстояние, достаточное для получения заданной шероховатости и точности.

При точной обработке ступенчатых цилиндрических поверхностей выход инструмента обеспечивается введением на участках сопряжения канавок глубиной несколько десятых миллиметра.

Если точной обработке подвергается только цилиндрическая поверхность, то применяют цилиндрические выточки (рис. 508, а). При точной обработке торцовых поверхностей вводят торцовые выточки (вид б). При одновременной точной обработке цилиндра и примыкающего к нему торца проделявают диагональные канавки (вид в). Формы канавок для выхода шлифовального круга приведены на видах г (шлифование по цилиндру), д (шлифование по торцу) и е (шлифование по цилиндру и торцу).

Размеры канавок в зависимости от диаметра d_0 цилиндра указаны ниже (мм):

d_0	До 10	10—50	50—100	Более 100
b	2	3	5	8
h	0,25	0,25	0,5	0,5
R	0,5	0,5	1,5	2,0
R_1		$\sim 2h$		

На рис. 509 приведены формы сопряжения поверхностей типовых машиностроительных деталей.

Участки ступенчатого вала (вид 1), близкие к сопряжению цилиндрической поверхности с торцом заплечика, невозможно чисто обработать. Целесообразно ввести на участке сопряжения канавку для выхода инструмента (вид 2). Этот способ не рекомендуется для высоконагруженных деталей, так как выточки являются концентраторами напряжений. В таких случаях следует выполнять сопряжение с галтелью (вид 3), обрабатываемой при точении галтельным резцом, а при шлифовании — галтельным шлифовальным кругом.

Для получения точных внутренних поверхностей (вид 4) необходимо вводить поднут-

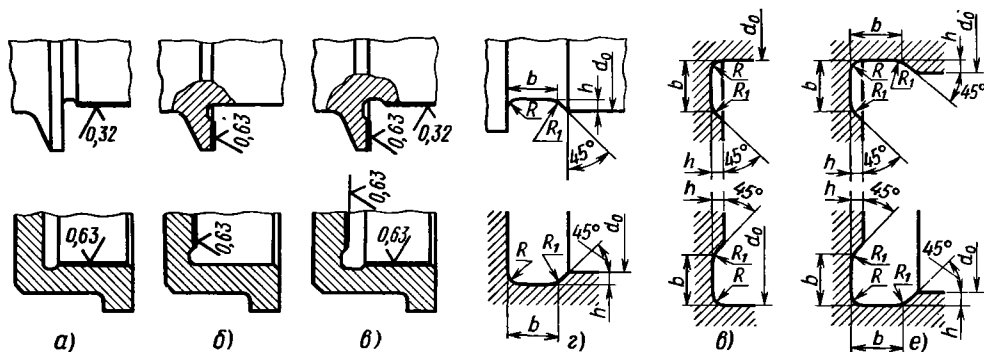


Рис. 508. Канавки для выхода режущего инструмента

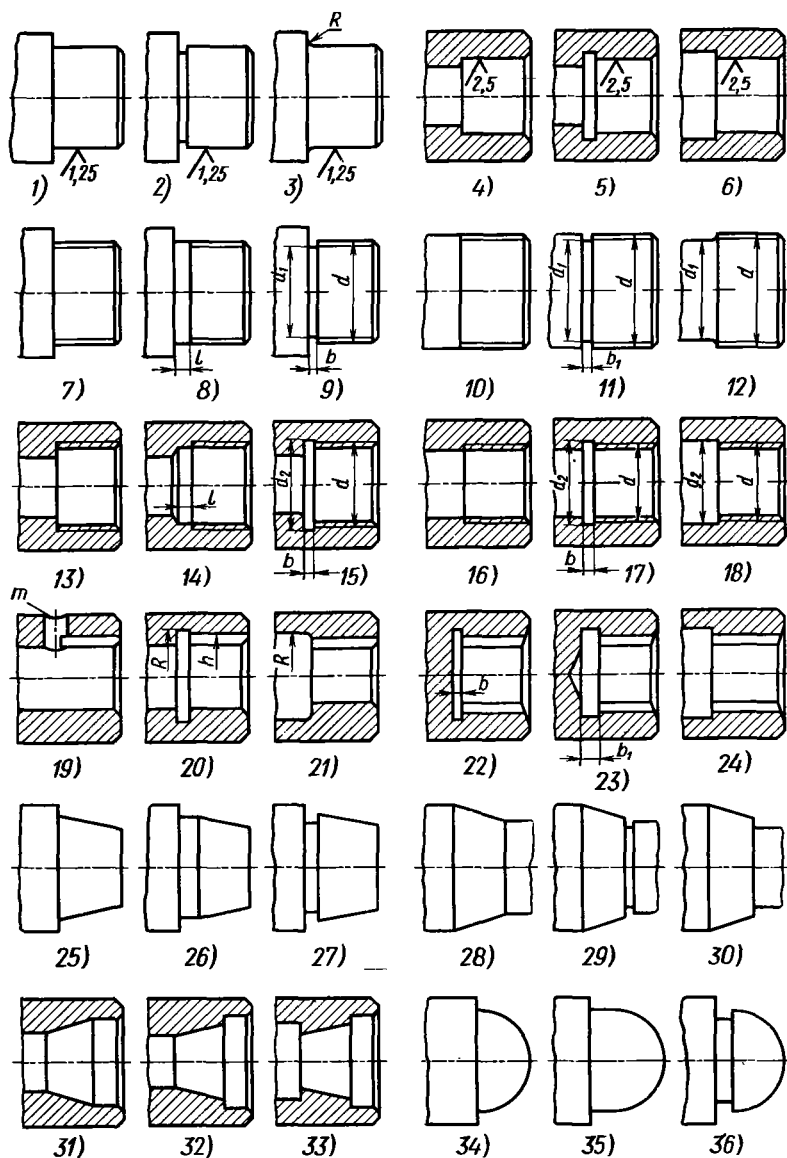


Рис. 509. Сопряжение поверхностей

ряющие канавки (вид 5) или лучше обеспечить обработку напроход (вид 6).

Конструкции с выводом резьбы на ступенчатый торец (виды 7, 13) практически невыполнимы. Резьбу следует заканчивать на расстоянии $l \geq 4P$ от торца (виды 8, 14), где P — шаг резьбы, или отделять от смежных поверхностей канавкой (виды 9, 15) диаметром для наружных резьб $d_1 \leq d - 1,5P$, для внутренних резьб $d_2 \geq d + 0,25P$, где d — номинальный диаметр резьбы, мм.

Ширину канавок при нарезании наружной резьбы резцами и лерками делают в среднем $b = 2P$; при нарезании внутренних резьб резцами $b = 3P$. То же правило целесообразно соблюдать для гладких валов (виды 10, 11) и отверстий (16, 17).

Еще лучше смежные с резьбой поверхности располагать ниже (виды 12, 18), обеспечивая обработку напроход. Диаметры d_1, d_2 таких поверхностей определяют из приведенных ранее соотношений.

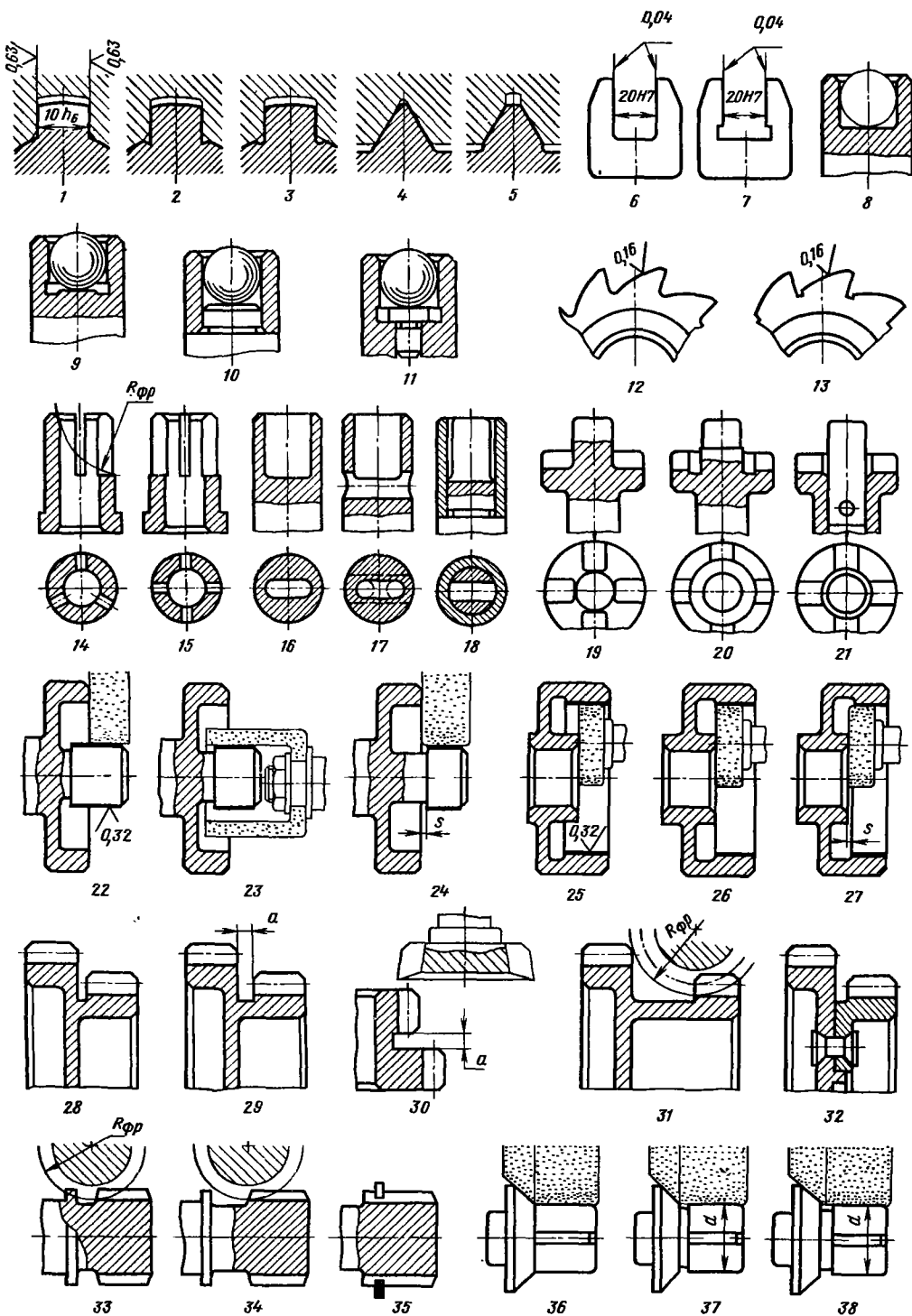


Рис. 510. Выход режущего инструмента

Для обработки продольных пазов в отверстиях необходимо обеспечить выход долбяка, например, в поперечное сверление (вид 19) или в кольцевую канавку (вид 20) радиусом

$$R \geq \sqrt{h^2 + \frac{c^2}{4}}$$

(где h — расстояние дна паза

от центра; c — ширина паза). Наиболее целесообразно, чтобы смежная поверхность была расположена ниже впадины паза (вид 21).

Конструкция глухого отверстия со шлицами, обрабатываемыми прошиванием (вид 22), ошибочна: ширина h канавки за шлицами недостаточна для выхода прошивки. В конструкции 23 длина шлицев уменьшена; ширина b_1 полости увеличена. Понижение смежной поверхности (вид 24) позволяет более производительно и точно обрабатывать шлицы протягиванием.

На видах 25, 28, 31 показаны нетехнологичные формы конических поверхностей, не обеспечивающие перебега и врезания инструмента. Правильные конструкции приведены на видах 26, 27, 29, 30, 32, 33. На видах 34, 35 изображено нецелесообразное, а на виде 36 целесообразное выполнение сферических поверхностей.

Рассмотрим примеры неправильной и правильной конструкций типовых машиностроительных узлов и деталей.

В конструкции шлифового вала с прямоугольными шлицами (рис. 510, 1) отшлифовать рабочие грани и центрирующие поверхности вала невозможно. Для выхода шлифовального круга необходимо понизить поверхность вала у оснований шлицев (вид 2) или предусмотреть канавки (вид 3).

На видах 4, 5 изображены соответственно неправильные и правильные конструкции призматической направляющей, на видах 6, 7 — измерительной скобы.

Для облегчения обработки внутренней полости шарикового подпятника (вид 8) необходимо сделать канавку у основания полости (вид 9) или применить составные конструкции 10, 11.

В колесе свободного хода (вид 12) спиральные рабочие поверхности зубьев (обрабатываемые обычно на затыловочных шлифовальных станках) следует снабдить канавками для выхода шлифовального камня (вид 13).

В прорезной втулке (вид 14) прорези офрезеровать невозможно, так как фреза упирается в стенку втулки. Заменяв три прорези четырьмя (вид 15), можно профрезеровать прорези напроход.

Обработать торцовый паз в валу (вид 16) очень трудно. Если дать выход режущему инструменту в поперечное сверление у основания

паза (вид 17), то появляется возможность просверлить вал по краям паза (штриховые линии) и удалить перемычку между отверстиями строганием. Еще проще обработка при составной конструкции с напрессовкой банджа на прорезную часть вала (вид 18).

Торцовые пазы на валу (вид 19) можно выполнить только высадкой. Отделение пазов от цилиндрической поверхности вала кольцевой канавкой (вид 20) позволяет обработать пазы строганием. В составной конструкции (вид 21) возможна более точная и производительная обработка пазов фрезерованием напроход.

В чашечной детали (вид 22) отшлифовать цапфу вала можно только дорогим и малопродуктивным способом — с помощью чашечного круга, эксцентрично установленного по отношению к валу (вид 23). Для обеспечения цилиндрического шлифования цапфу следует выпустить из чашечки на расстояние s , достаточное для выхода круга (вид 24).

В чашечной детали (вид 25) шлифованию внутренней поверхности препятствует выступающий торец ступицы. Неправильна и конструкция 26, где конец шлифуемой поверхности совпадает с торцом ступицы: на крайних участках поверхности, шлифуемых кромкой круга, образуется заусенец.

В правильной конструкции 27 торец ступицы смещен относительно шлифуемой поверхности на величину s , обеспечивающую необходимую шероховатость поверхности.

В блоке зубчатых колес (вид 28) для нарезания зубьев шестерни нужно предусмотреть расстояние a (вид 29), достаточное для выхода долбяка (вид 30). Минимальная величина a (мм) в зависимости от модуля m зуба приведена ниже.

m1	2	3	4	5	7	8	10	12	14
a4	5	6	7	8	9	10	14		

При нарезании зубьев червячной фрезой требуются значительно большие расстояния, определяемые диаметром фрезы (вид 31) и углом (в плане) ее установки относительно оси блока. При необходимости близкого расположения венцов в этих случаях следует применять составные конструкции (вид 32).

Для того чтобы при обработке шлицев методом обкатывания червячная фреза не врезалась в упорный буртик вала (вид 33), буртик должен быть удален на расстояние l (вид 34): $l = (H + H_1) \sqrt{[R_{фр}/(H + H_1)]} - 1$, где H и H_1 — высота шлицев и буртика фланца, $R_{фр}$ — радиус фрезы. Наиболее целесообразно обеспечить обработку шлицев напроход, создав упор, например, с помощью кольцевого стопора (вид 35).

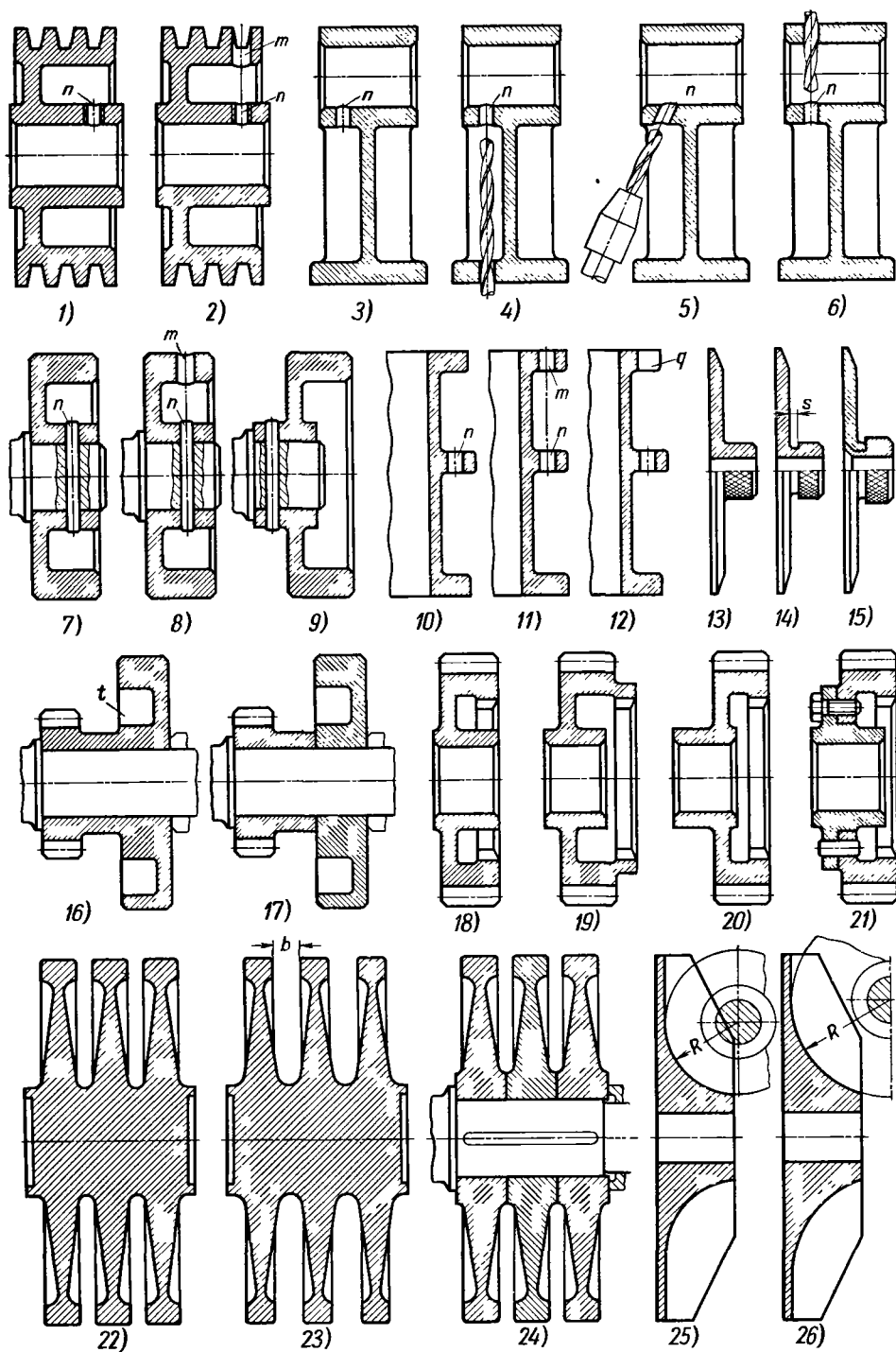


Рис. 511. Подход режущего инструмента

На виде 36 показан конический клапан с направляющим хвостовиком. Фаска клапана и центрирующие поверхности хвостовика шлифуются за одну операцию профильным кругом.

При такой конструкции обеспечить необходимую шероховатость поверхности участка сопряжения фаски с хвостовиком невозможно. Неверна и конструкция 37 с выточкой, так как диаметр d хвостовика равен малому диаметру фаски, вследствие чего возможно образование заусенца на фаске.

В правильной конструкции 38 диаметр d хвостовика меньше малого диаметра фаски, что обеспечивает перекрытие шлифуемых поверхностей хвостовика и фаски абразивным кругом.

ПОДХОД ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Для повышения производительности и точности механической обработки нужно обеспечить свободный подход режущего инструмента к обрабатываемым поверхностям. Для этого необходимо ясно представлять себе характер операции, знать размеры режущего инструмента и его крепежных элементов, условия установки и крепления детали при обработке.

На рис. 511, 1 изображен шкив клиноременной передачи с нарезным отверстием n в ступице под крепежный винт. По конфигурации детали отверстие можно просверлить и нарезать только через холостое сверление m в ободе (вид 2), которое должно быть предусмотрено при конструировании.

Способы выполнения отверстия n в кронштейне (вид 3) показаны на видах 4–6.

При определении угла наклона косоугольного отверстия (вид 5) надо учесть габариты патрона сверла.

В конструкции штифтового крепления чашечной детали на валу (вид 7) невозможно просверлить и развернуть отверстие n под штифт, а также установить штифт. Нужно или предусмотреть в ободе шкива холостое отверстие m (вид 8) или изменить расположение ступицы (вид 9).

Отверстие n (вид 10) в приливе цилиндра между фланцами можно просверлить через холостое отверстие m в одном из фланцев (вид 11) или через выемку q во фланце цилиндра (вид 12).

При накатывании головки лимба в конструкции 13 накатывающей ролик невозможно подвести к основанию головки. Накатываемый пояс должен быть отнесен от лимба на расстояние $s = 3 \div 4$ мм (вид 14), достаточное для прохода щеки роликдержателя.

При большом диаметре лимба целесообразно перейти на составную конструкцию 15, что позволяет применить короткий и жесткий роликдержатель.

Обработка фигурного паза t в торцовом копиере (вид 16) неосуществима: подвести пальцевую фрезу для обработки паза невозможно, так как рядом расположено зубчатое колесо, выполненное заодно с копиром.

Для обработки необходимо сделать зубчатое колесо и копир разъемными (вид 17).

В конструкции 18 зубчатого колеса с внутренним шлицевым венцом шлицы можно нарезать только долблением. Для применения наиболее производительного и точного способа обкатывания нужно вынести шлицевой венец за пределы ступицы (вид 19), сместить ступицу (вид 20) или применить составную конструкцию 21.

В цельнокованом роторе турбины (вид 22) для обработки внутренних поверхностей дисков необходимо раздвинуть диски, увеличив расстояние b и уменьшив ширину ободьев (вид 23), или перейти на разъемную конструкцию 24.

Отфрезеровать лопатки крыльчатки центробежной машины (вид 25) нельзя (шпиндель фрезы упирается в верхушки лопаток). Обработка становится возможной, если увеличить радиус R у основания лопаток (рис. 26).

На рис. 512 показаны примеры изменения конструкций для облегчения обработки трудноступенчатых поверхностей. Обработку внутренней полости m корпуса запорного клапана (вид 1) можно упростить, увеличив диаметр нарезной части корпуса (вид 2). В этом случае торцовую обработку можно заменить сверлением или зенкерованием.

На видах 3–5 показаны способы облегчения обработки внутренней полости n и поворотного штуцера.

Следует избегать глубокого расположения резьбовых отверстий (вид 6), максимально приближая их к торцу детали (вид 7).

Обработка гребенчатого уплотнения (вид 8) упрощается при выносе гребешков за пределы корпуса уплотнения (вид 9).

В чашечной детали с нарезным стержнем (вид 10) нарезать резьбу практически невозможно. Обработка становится осуществимой, если вынести нарезной пояс за пределы чашки (вид 11) или применить составную конструкцию 12.

На виде 13 показана обработка шлифованной глубокого отверстия в валу. Прогиб и биения консольного шпинделя шлифовального круга не позволяют получить малошероховатую и точную поверхность. В правильной конструкции 14 со сквозной полостью можно

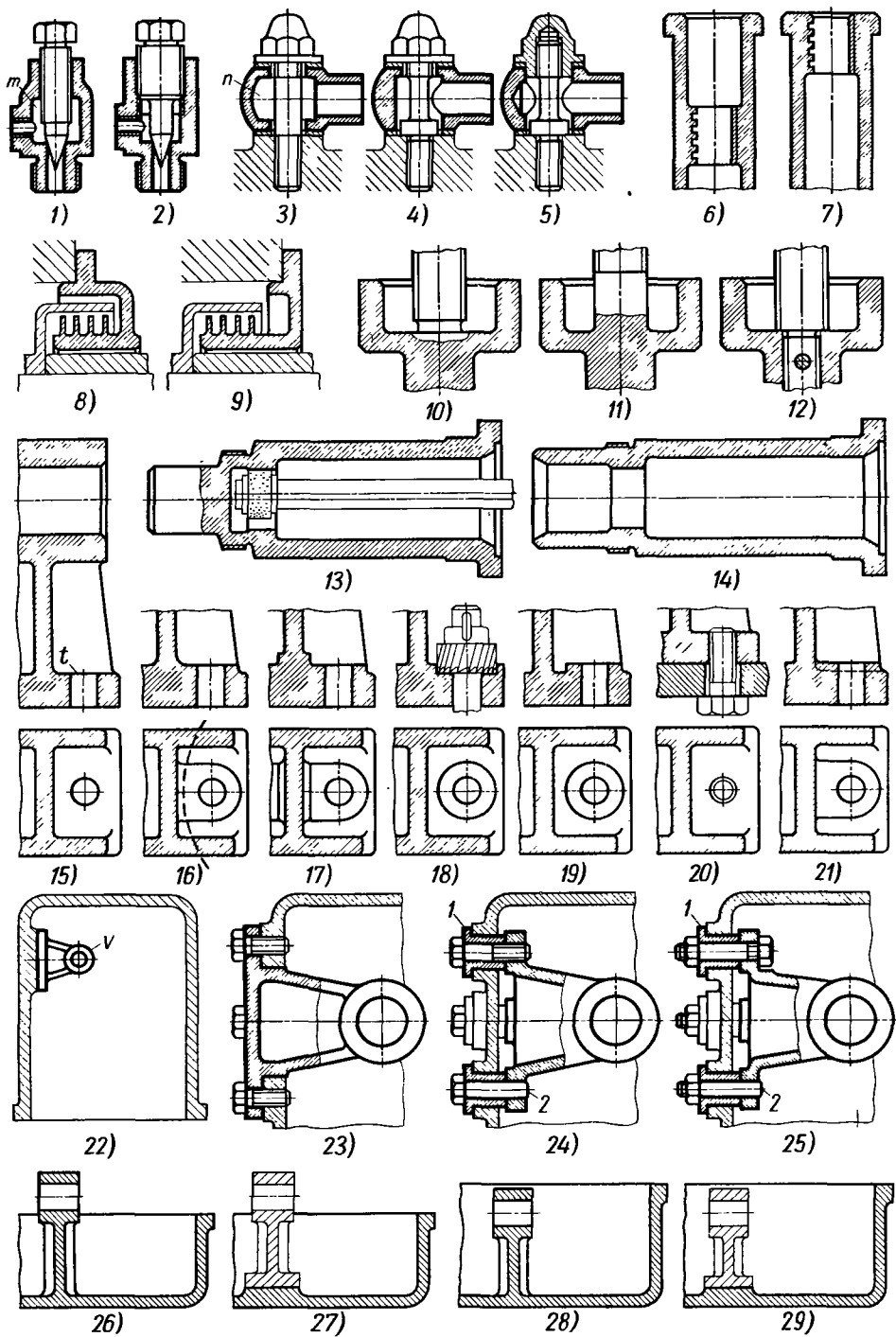


Рис. 512. Упрощение обработки

установить шпиндель на двух опорах (вал вращается в патроне, эксцентрично расположенном относительно шпинделя). В этой конструкции шлифование можно заменить тонким растачиванием, развертыванием или протягиванием.

На виде 15 показаны труднообрабатываемые поверхности под крепежные болты в кронштейне с доколом, соединенным двутавровым ребром с втулкой.

Фрезерование (вид 16) в данном случае невозможно из-за наличия ребер, мешающих подводу фрезы (штриховая линия). Стругание (вид 17) затруднительно из-за отсутствия выхода для резца. Обратное цекование (вид 18) применимо лишь при больших диаметрах отверстия.

Возможно строгание приподнятой над поверхностью цоколя бобышки (вид 19) или крепление цоколя болтами (вид 20), устанавливаемыми с обратной стороны корпуса (в этом случае обрабатывать верхнюю сторону цоколя не нужно).

При литье повышенной точности (например, в металлические формы) поверхность под гайки можно оставить без обработки (вид 21). Однако в ответственных соединениях во избежание перекоса болтов опорные поверхности рекомендуется обрабатывать механически.

Очень трудно обрабатывать поверхности, расположенные в глубоких полостях (платик для крепления детали V — вид 22). Можно избежать обработки внутренних поверхностей, устанавливая деталь на наружных платиках и пропуская ее через отверстие в стенке (вид 23).

Если проделать отверстие нужного размера невозможно, то деталь заводят в полость и крепят на втулках 1 (виды 24, 25), прифланцованных к наружным платикам корпуса, фиксируя деталь во втулках с помощью контрольных штифтов 2.

В корпусных деталях поперечные отверстия, расположенные на значительном расстоянии от краев (вид 26) или в углублениях (вид 28), можно обработать только наращенным инструментом или с помощью трещотки, угловой сверлильной головки и т. д. Целесообразнее в таких случаях применять съемные кронштейны, устанавливаемые на платиках корпуса (виды 27, 29).

РАЗДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ОБРАБАТЫВАЕМЫХ С РАЗНОЙ ТОЧНОСТЬЮ

Поверхности, обрабатываемые разным инструментом и с различной степенью точности

и шероховатости, должны быть конструктивно отделены одна от другой.

В вильчатой проушине (рис. 513, 1) основание паза совпадает с поверхностью цоколя. В правильной конструкции (вид 2) основание паза приподнято над поверхностью цоколя на величину s (не менее нескольких десятых миллиметра).

Конструкция вала с квадратным хвостовиком под насадную деталь (вид 3) неправильна: обработать торец f вала при фрезеровании граней квадрата без образования ступенек практически невозможно.

В конструкции 4 грани приподняты над торцом на расстояние s ; торец подрезают при обтачивании цилиндрической поверхности хвостовика. Для перекрытия цилиндрического пояса в насадной детали предусмотрена выточка.

Квадрат хвостовика можно отделить от торца вала кольцевой выточкой с диаметром, несколько меньшим, чем расстояние между гранями (вид 5).

В неправильной конструкции зубчатого колеса (вид 6) поверхность впадин зубьев совпадает с цилиндрической поверхностью g обода колеса. В правильной конструкции 7 поверхность впадин расположена выше поверхности ступицы на величину s , гарантирующую выход зуборезного инструмента и предупреждающую врезание инструмента в поверхность обода.

Шатунную головку (вид 8), в которой поверхности, получаемые после выполнения разных операций, слиты одна с другой, практически изготовить нельзя.

В конструкции 9 поверхности, обрабатываемые различными инструментами, отделены одна от другой. Наружная поверхность h двутаврового стержня, обрабатываемая цилиндрической фрезой, приподнята на величину s по отношению к головке шатуна; внутренние полости i двутавра, обрабатываемые торцовой фрезой, отодвинуты от головки на расстояние s_1 ; консоли головки, обрабатываемые точением, отделены от стержня расстоянием s_2 .

В конструкции 10 кулачка точная поверхность кулачка сливается с цилиндрической поверхностью вала, обрабатываемой более грубо. Прошлифовать тыльную поверхность l кулачка заподлицо с цилиндром вала невозможно. В правильной конструкции 11 поверхность кулачка расположена выше поверхности вала на величину s , обеспечивающую обработку.

В конструкции 12 кулачковой шайбы поверхности m , n кулачков обрабатываются точением заодно с кольцевыми участками q , r торца диска; участки t фрезеруют. Добиться совпадения этих поверхностей невозможно.

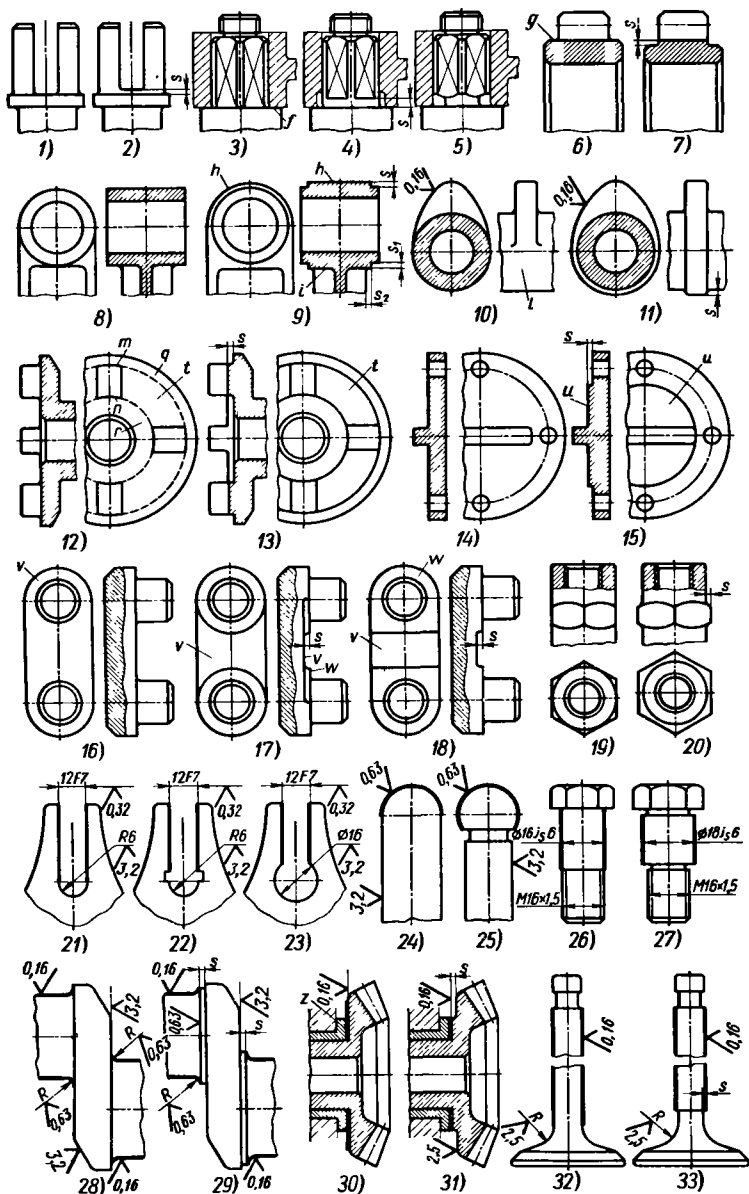


Рис. 513. Разделение поверхностей, обрабатываемых разными операциями

В правильной конструкции 13 фрезеруемая поверхность t расположена выше смежных поверхностей торца диска на величину s .

Аналогично в конструкции шайбы с торцовым гребешком (виды 14, 15) поверхность u , обрабатываемую фрезерованием, следует сделать выше остальных поверхностей торца, обрабатываемых точением.

Колодку с цилиндрическими пальцами (вид 16) обработать трудно. Необходимо обработать за два перехода токарным резцом прилегающие к пальцам поверхности V , обеспечив их точное совпадение. Конструкция с цилиндрическими цоколями W , приподнятыми на величину s (вид 17), правильна только в том случае, если поверхность V колодки между

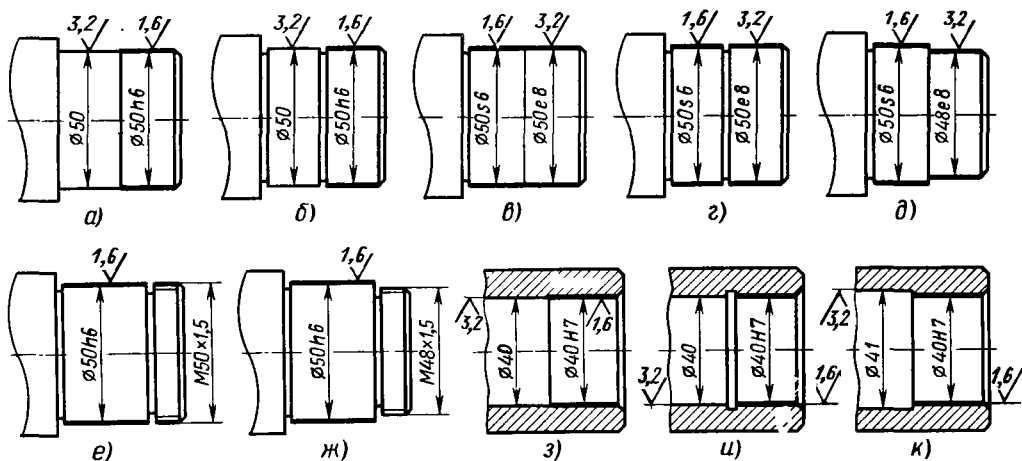


Рис. 514. Разделение поверхностей, обрабатываемых до различных параметров шероховатости и под различные посадки

пальцами черная; обрабатывать эту поверхность трудно.

Если примыкающая к пальцам поверхность подлежит обработке, то ей следует придать форму, показанную на виде 18. Цоколи *W* пальцев обрабатывают точением, поверхность *V* — фрезерованием шапход.

У шестигранников, примыкающих к цилиндрическим поверхностям (вид 19), грани должны быть расположены выше цилиндрической поверхности (вид 20).

В конструкции 21 получить сопряжение шлифовальных рабочих граней паза с основанием паза, выполняемым сверлением, невозможно. Необходимо разделить поверхности точной и грубой обработки (вид 22) или выполнить основание паза диаметром, большим ширины паза (вид 23), для выхода шлифовального круга.

Примеры неправильного и правильного сопряжения точных и грубых поверхностей показаны на видах 24, 25 (толкатель со сферической головкой) и 26, 27 (призонный болт).

Конструкция 28 сопряжения шатунной и коренной шеек коленчатого вала со щеками ошибочна: шлифовальные галтели шеек сразу переходят в щеки, обрабатываемые фрезерованием. В правильной конструкции 29 галтели отделены от поверхностей шеек уступами *s*.

В коническом зубчатом колесе (вид 30) упорная поверхность *z*, обрабатываемая шлифованием, переходит в галтель торцевой поверхности зубьев, обрабатываемой точением. Получите показанное на рисунке плавное сопряжение практически невозможно. В правильной конструкции 31 шлифуемая поверхность отделена от грубой поверхности уступом *s*.

В тарельчатом клапане (вид 32) направляющая поверхность штока, обрабатываемая с высокой степенью точности, непосредственно переходит в галтель головки. Практически такое сопряжение можно выполнить только зачисткой участка сопряжения вручную.

В правильной конструкции 33 поверхность штока отделена от галтели небольшим уступом *s*.

Цилиндрические поверхности одинакового диаметра, обрабатываемые до различных параметров шероховатости (рис. 514, а), целесообразно разделять неглубокой канавкой (вид б) или же обрабатывать всю поверхность шапход до одинаковых параметров шероховатости.

Для обработки поверхностей с одинаковым номинальным диаметром, но с различными посадками (вид в) целесообразно разделить посадочные пояса канавкой (вид г) или один пояс выполнить ниже другого (вид д).

Если номинальный диаметр посадочной поверхности вала равен наружному диаметру примыкающей резьбы (вид е), то из-за увеличения диаметра резьбы (в результате «подъема» витков при нарезании) бывает невозможно установить насадную деталь на вал.

В таких случаях следует обработать наружный диаметр резьбы шапход с посадочной поверхностью, о чем должно быть сделано соответствующее указание на чертеже. Целесообразнее уменьшить диаметр резьбы (вид ж).

На виде з показаны неправильная, а на видах и, к правильные конструкции внутренних цилиндрических поверхностей, обрабатываемых с различной степенью точности.

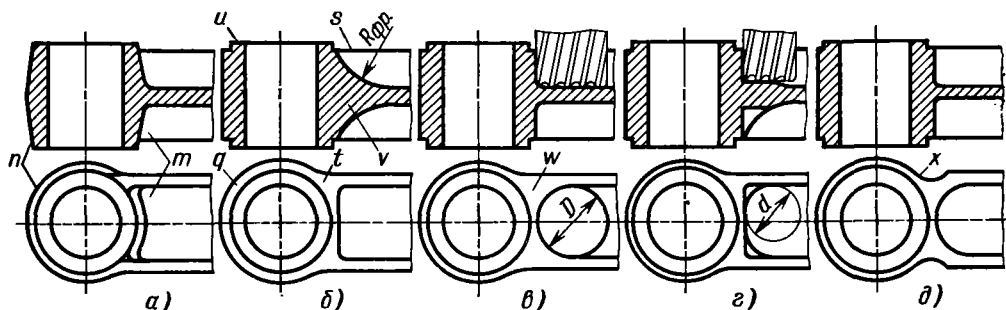


Рис. 515. Соприжение головки шатуна с двутавровым стержнем

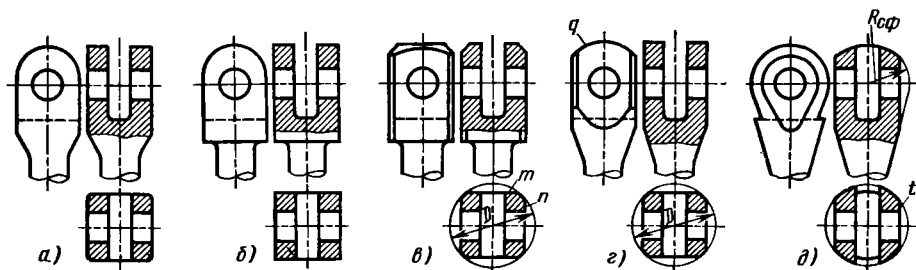


Рис. 516. Способы обработки вильчатой тяги

СОГЛАСОВАНИЕ ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ С УСЛОВИЯМИ ОБРАБОТКИ

Форма обрабатываемых деталей должна быть согласована с типом обработки, формой и размерами режущего инструмента и с последовательностью операций.

На рис. 515 изображено сопряжение головки шатуна со стержнем двутаврового сечения. Конструкция *a* может быть получена только штамповкой и не поддается круговой механической обработке. Выемку *m* между полками тавра при указанной на рисунке форме нельзя отфрезеровать. Неосуществима фигурная обработка наружной поверхности *n* головки и участков *q* перехода полков двутавра в головку.

Выемку можно отфрезеровать цилиндрической (вид *b*) или торцовой (вид *в*) фрезой. Тот и другой способы вполне определяют форму сопряжения, которая должна быть отражена на чертеже.

Фигурное фрезерование позволяет получить наружный контур *q* шатуна (вид *b*). Торцы *s* полков фрезеруют торцовой или цилиндрической фрезой с выводом на поверхности *t*, подрезаемые при obtачивании концов и втулки.

Остающиеся на участках сопряжения тавра с головкой массивы *v* (вид *b*) и *w* (вид *в*) ликвидируют подторцовкой участков перехода (вид *г*) или полукруглыми выборками (вид *д*).

Сопряжение круглого стержня с вильчатой проушиной (рис. 516, *a*) не поддается механической обработке и может быть получено только штамповкой.

В конструкции *b* стержень обрабатывают точением; проушину подвергают круговому фрезерованию. В конструкции *в* проушине придана цилиндрическая форма; фрезеруют только грани *m*, *n*. В конструкции *г* с коническим переходом к стержню конус и образующие цилиндра обрабатывают точением; боковые грани и закругление *q* фрезеруют.

В наиболее технологичной конструкции *д* проушину, имеющую форму сферы с коническим переходом в стержень, целиком обрабатывают точением; фрезеруют только боковые грани *t*.

ОТДЕЛЕНИЕ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОТ ЧЕРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

На заготовках, полученных литьем, штамповкой, ковкой и т. д., обрабатываемые поверхности должны быть отнесены от ближайших необработанных поверхностей на расстояние *k*, превышающее возможные смещения необработанных поверхностей в заготовке.

На рис. 517 показано применение этого правила для поверхностей, расположенных выше (вид *a*) и ниже (вид *б*) черных поверхностей, а так-

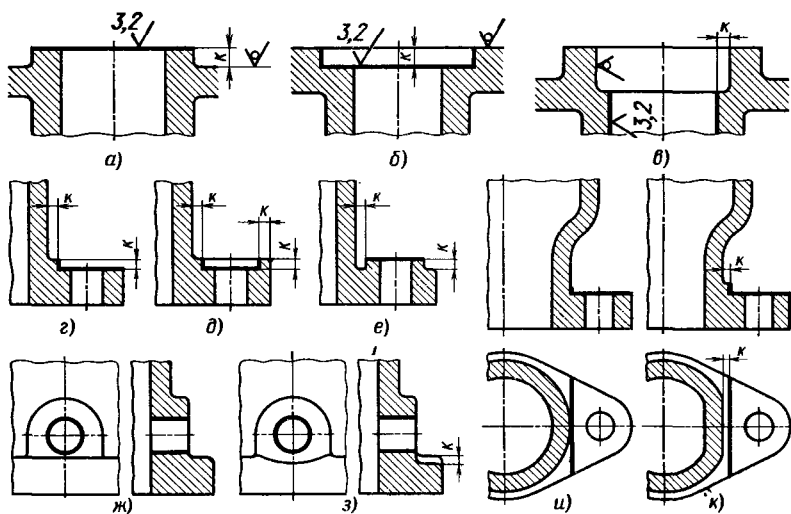


Рис. 517. Отделение обрабатываемых поверхностей от черных

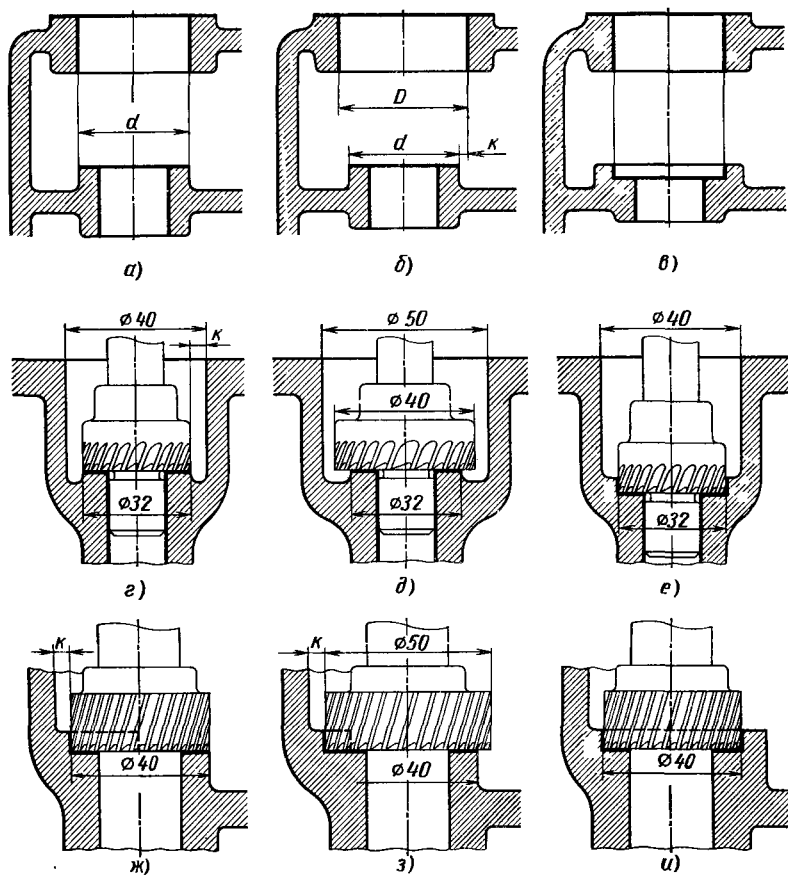


Рис. 518. Торцевание бобышек

же для поверхностей, смежных с черными стенками (в).

Если расстояние k недостаточно, то при смещении в литье черной поверхности вверх (вид *a*) обрабатывающий инструмент врезается в стенку, а при смещении вниз не доходит до нее, и на стенке остается чернота. На виде *b* при смещении черной поверхности вниз инструмент может не дойти до металла. Смещение боковых стенок (вид *в*) может вызвать повреждение инструмента в металл.

На видах *г—е* показано применение правила отделения обрабатываемых поверхностей для крепежных фланцев.

Отодвинуть черные стенки от обрабатываемых поверхностей не всегда позволяют размеры. В таких случаях в стенках делают местные углубления (виды *ж, з*), ниши, выборки (виды *и, к*) и т. д., благодаря которым на данном участке удастся выдержать необходимое расстояние k (*ж, и* — неправильные; *з, к* — правильные конструкции).

На рис. 518, *a* изображена случай торцования бобышки на внутренней стенке литого корпуса через отверстие в наружной стенке. Диаметр отверстия в наружной стенке равен диаметру d бобышки. При смещениях бобышки в литье от номинального положения возможно появление необработанного заусенца на бобышке. Обработать торец в этой конструкции можно только с помощью борштанги с выдвижным резцом.

На виде *b* приведена правильная конструкция. Диаметр отверстия в наружной стенке увеличен по сравнению с диаметром бобышки на величину $2k$ возможных смещений.

В конструкции *в* торцоваемая поверхность бобышки расположена ниже черной поверхности; диаметр бобышки увеличен, поэтому торцующий инструмент режет в бобышке правильную цилиндрическую поверхность.

На виде *г* показано цекование бобышки, расположенной в колодце с черными стенками. Размеры колодца не позволяют подвести цековку диаметра, необходимого для правильной обработки бобышки, при соблюдении вместе с тем гарантийного зазора k между цековкой и стенками колодца.

В конструкции *д* диаметр колодца увеличен до размера, при котором бобышка перекрывается цековкой; в конструкции *е* обрабатываемая поверхность углублена в днище колодца.

На видах *ж—и* показано торцевание бобышки, примыкающей к стенке детали (*ж* — неправильная; *з, и* — правильные конструкции).

Величина k зависит главным образом от точности изготовления заготовки и ее габаритов. Значение k для литых деталей можно определять по рис. 493.

Для деталей, изготавливаемых свободной ковкой, значения k примерно такие же. Для штампованных деталей k колеблется в пределах от 0,5 до 2—3 мм в зависимости от точности штамповки и размеров заготовки.

ОБРАБОТКА С ОДНОГО УСТАНОВА

Поверхности, нуждающиеся в точной взаимной координации, целесообразно обрабатывать с одного установка.

В редукторе с консольным расположением зубчатых колес (рис. 519, *a*) отверстия под входной и выходной валы обрабатывают с разных сторон корпуса. Выдержать межосевое расстояние a_w и обеспечить параллельность осей отверстий при этом трудно.

В целесообразной конструкции *b* предусмотрено дополнительное отверстие m , позволяющее обработать посадочные отверстия с одной стороны.

В редукторе со ступенчатыми отверстиями под двухопорные шестерни (вид *в*) ошибка состоит в неправильном расположении ступеней, не допускающем обработку с одной стороны.

В правильной конструкции *г* благодаря введению холостой втулки n становится возможной обработка отверстий с одной стороны.

В корпусной детали (вид *д*) соосность отверстий выдержать сложно, так как малый диаметр среднего отверстия затрудняет обработку напроход.

В корпусных деталях целесообразно делать отверстия одинакового (вид *е*) или ступенчатого (вид *ж*) диаметра, убывающего по направлению хода режущего инструмента. Последняя система проще, производительность обработки выше. Если разность s радиусов смежных отверстий больше величин припуска на механическую обработку, то ход борштанги относительно изделия при растачивании сокращается до величины, несколько большей максимальной ширины m обрабатываемых отверстий; все отверстия обрабатывают одновременно.

В конструкции *е* с отверстиями одинакового диаметра ход борштанги во много раз больше и должен превышать расстояние l между крайними точками обрабатываемых поверхностей.

Производительную обработку отверстий одинакового диаметра можно обеспечить борштангами с выдвижными резцами, устанавливаемыми на нужный размер после ввода борштанги в заготовку.

В узле установки втулок в корпусной детали (вид *з*) посадочные поверхности под втулки из-за малого диаметра промежуточного отверстия можно обработать только с разных сторон изделия; соосность отверстий обеспечить трудно.

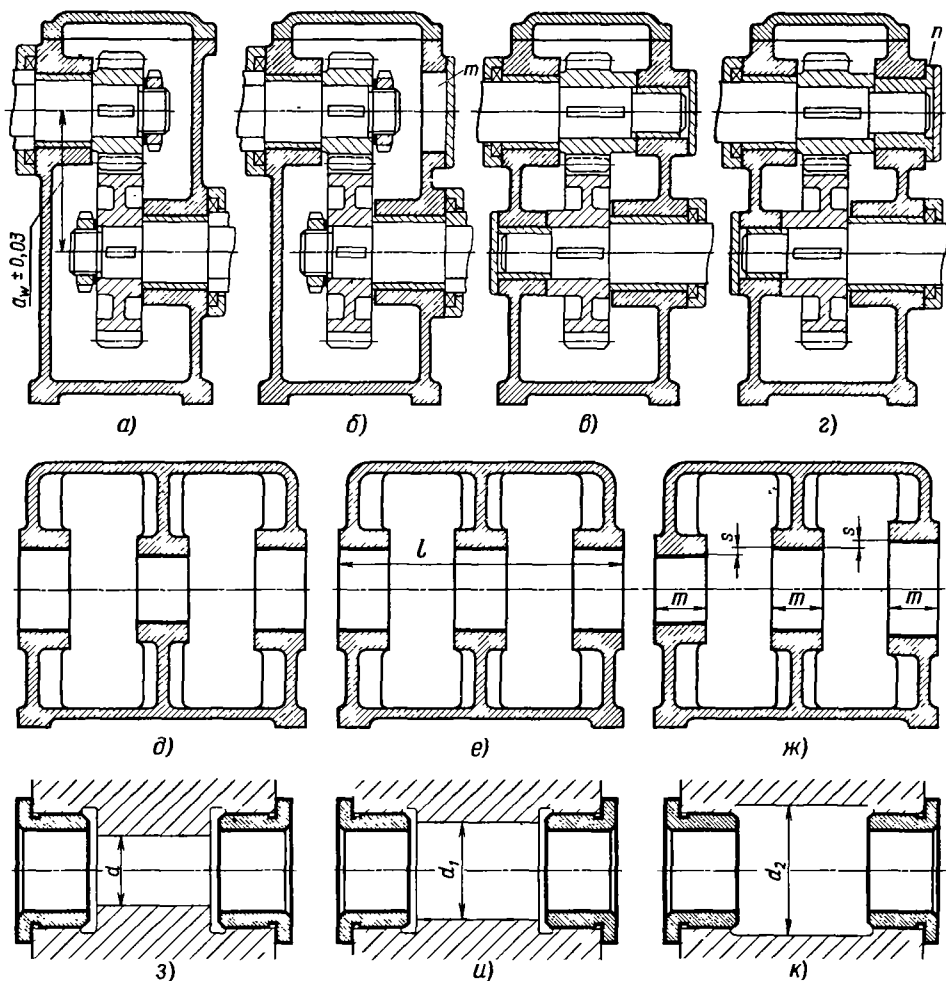


Рис. 519. Обработка с одного установа

В улучшенной конструкции *и* диаметр промежуточного отверстия d_1 увеличен до размера, допускающего совместное развертывание втулок после запрессовки.

Наиболее целесообразна конструкция *к*. Здесь диаметр отверстия d_2 увеличен до размера, при котором возможна обработка напроход посадочных отверстий под втулки и совместное развертывание втулок.

На рис. 520 даны варианты центрирования деталей 1 и 2, расположенных по разные стороны корпуса. В конструкции *а* центрирующие поверхности *m* выполнены в виде буртиков на корпусе; обеспечить их соосность практически невозможно.

В конструкции *б* центрирование производится по отверстиям в корпусе, обрабатываемым

с одного установа, что обеспечивает полную соосность центрируемых деталей.

При обработке корпуса подшипников качения (рис. 521), обеспечить заданную жестким допуском concentricity посадочных поверхностей *m* и *n* корпуса можно двумя спосо-

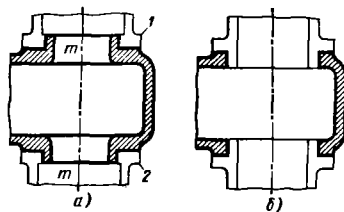


Рис. 520. Центрирование деталей на корпусе

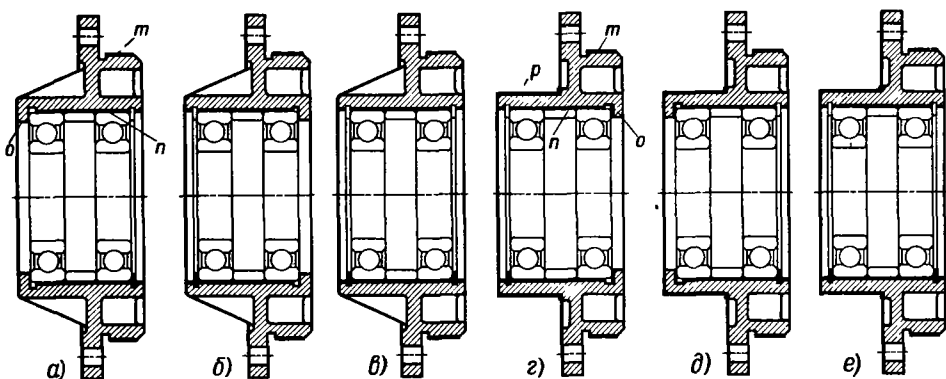


Рис. 521. Обработка концентричных поверхностей

бами: 1) установить корпус на оправке по заранее обработанной поверхности n и обработать поверхность m ; 2) зажать корпус в патроне по заранее обработанной поверхности m и обработать поверхность n .

В конструкции a из-за неправильного расположения упорного буртика o нельзя применять ни тот, ни другой способы. Такая возможность появляется, если перенести буртик на правую сторону корпуса (вид b) или заменить его стопорным кольцом (вид v).

Концентричность поверхностей m и n проще и точнее обеспечивается, если деталь зажать в патроне по заранее обработанной поверхности p и обработать поверхности m и n с одного установка. В этом случае ошибочным является расположение упорного буртика o справа (вид z). Для правильной обработки буртик следует перенести влево (вид d) или заменить его стопорным кольцом (вид e).

СОВМЕСТНАЯ ОБРАБОТКА В СБОРЕ

Следует избегать совместной обработки в сборе, усложняющей и дробящей производственный поток и лишаящей конструкции свойства взаимозаменяемости.

Исключение представляют случаи, когда совместная обработка представляет единственный способ

обеспечения работоспособности конструкции. Так, в многоопорных колечных валах, установленных в картере, разъем по оси опор является непременным условием сборки, а совместная обработка постелей подшипников в сборе половин картеров — единственным способом обеспечить соосность опор. С разъемом в плоскости оси нередко выполняют корпуса роторных машин для удобства монтажа и демонтажа и упрощения осмотра в эксплуатации.

В конструкции корпуса зубчатой передачи с разъемом по оси вала (рис. 522, a) требуется совместная обработка постелей и торцов подшипников. Половины корпусов на первом этапе должны быть обработаны окончательно по поверхностям стыка и зафиксированы одна относительно другой контрольными штифтами. Уплотнять стык прокладкой недопустимо; как правило, стыковые поверхности притирают одну к другой, причем конструкция лишается свойства взаимозаменяемости. На сборку можно подавать лишь попарно обработанные половины корпусов. Сменить одну из половин корпуса в эксплуатации невозможно, так как при этом нарушается цилиндричность постелей подшипников и совпадение их торцов.

В конструкции b с разъемом в плоскости, перпендикулярной к оси вала, возможна раздельная обработка частей корпуса. Изготовление корпуса упрощается. Конструкция взаимозаменяемая.

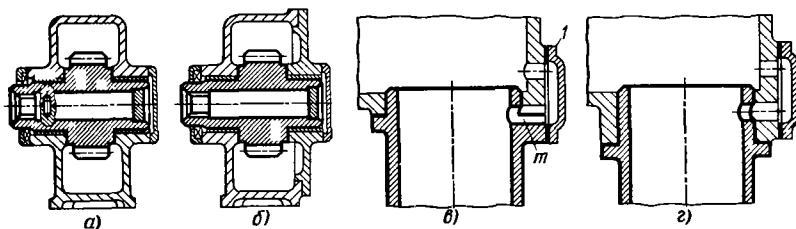


Рис. 522. Совместная обработка в сборе

На рис. 522, *в* изображен цилиндр роторного наполнителя, установленный на баке. Полости цилиндра и бака сообщаются перепускным отверстием *т*. В конструкции допущены две ошибки: 1) отверстие сверлится одновременно во фланце цилиндра и корпусе бака; 2) крышка *1*, перекрывающая перепускные отверстия, установлена на стыке фланца цилиндра и стенки бака. Необходима совместная обработка отверстия и привалочной плоскости в сборе цилиндра с баком. Смена цилиндров в эксплуатации невозможна; совместное сверление отверстия в корпусе и цилиндре неосуществимо по конфигурации отверстия. Для обеспечения плоскостности привалочных поверхностей цилиндра и бака понадобилась бы совместная обработка напроход цилиндра и корпуса с уменьшением каждый раз высоты платика. Обработка этих поверхностей в приспособлении, обеспечивающем точное их совпадение, в ремонтных условиях неприемлема.

В целесообразной конструкции *г* отверстия в корпусе и цилиндре можно сверлить раздельно. Привалочная плоскость выполнена на стенке бака. Сменность цилиндров обеспечивается даже при рядовой точности обработки.

ПЕРЕНОС ПРОФИЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОХВАТЫВАЕМЫЕ ДЕТАЛИ

Внутренние поверхности труднее обрабатывать, чем наружные, поэтому профильные элементы целесообразно выполнять на наружных поверхностях. На рис. 523, *а, б* приведен пример лабиринтного уплотнения. Гребешки, выполненные на охватываемой детали (вид *б*), значительно проще в изготовлении, чем гребешки в отверстии (вид *а*).

Игольчатый подшипник, в котором буртики, фиксирующие осевое положение иголок, выполнены на внутреннем кольце (вид *г*), технологичнее подшипника с буртиками на наруж-

ном кольце (вид *в*), так как отверстие в наружном кольце обрабатывается напроход.

Узел крепления тарелки пружины на штоке клапана с помощью разрезных конических сухарей, центрируемых по наружным цилиндрическим поверхностям *А* гребешков (вид *д*), нерационален. Технологична конструкция, в которой точные центрирующие поверхности *Б* обрабатываются в сухарях напроход (вид *е*).

В роликовой обгонной муфте профильные элементы (выполняемые обычно по логарифмической спирали) целесообразно располагать на наружном кольце (вид *ж*). Обработать их можно только протягиванием и только если отверстие кольца сквозное. В конструкции *з* наружные профильные элементы легко обработать, например, на затыловочном станке.

Следует избегать выполнения длинных резьб в отверстиях (вид *и*). Длинную резьбу целесообразно выполнять на стержне, короткую — во втулке (вид *к*).

ФРЕЗЕРОВАНИЕ ПО КОНТУРУ

При обработке фрезерованием следует избегать сложных фигурных профилей, заменяя их плоскими или цилиндрическими поверхностями.

Конструкция рычага, подлежащего обработке кругом (рис. 524, *а*), нетехнологична. Наружный контур детали нельзя обработать цилиндрической фрезой из-за наличия входящих углов. Обработать поверхности *т*, ограниченные цилиндрическими стенками бобышек, также очень трудно.

В конструкции *б* наружный контур описан прямыми линиями и окружностями и поддается копирному фрезерованию. Участки *н* между бобышками, ограниченные прямыми линиями, можно обработать фрезерованием напроход.

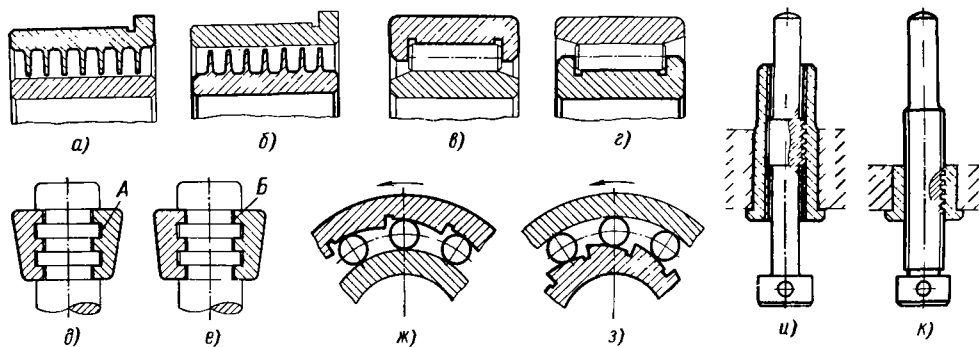


Рис. 523. Перенос профильных элементов на охватываемые детали

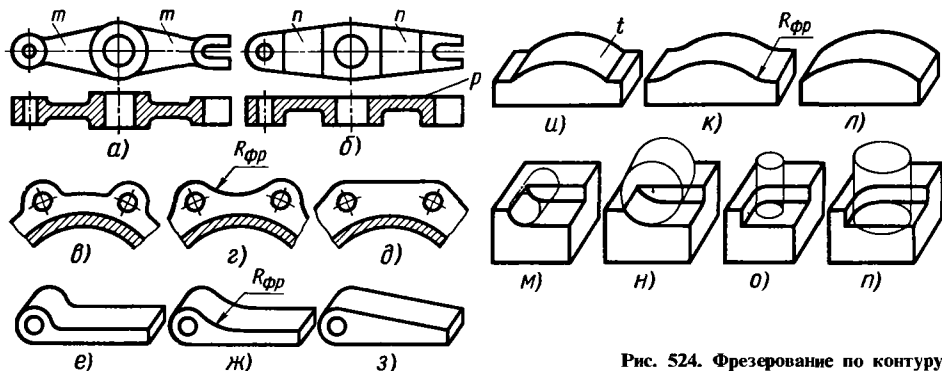


Рис. 524. Фрезерование по контуру

Для упрощения обработки одна из сторон рычага (плоскость p) сделана плоской.

Фрезеровать контур фланца (вид $в$) практически невозможно из-за малых галтелей у основания бобышек. Участки между бобышками должны быть профилированы радиусом, по меньшей мере равным радиусу фрезы (вид $г$), или прямыми линиями (вид $д$).

На рис. 524, $е-з$ показаны: $е$ — неправильная, $ж$, $з$ — правильные конструкции рычага, подвергаемого круговому фрезерованию.

Конструкция сухаря $и$ нетехнологична: цилиндрический контур t сухаря можно обработать только фасонной фрезой с поперечной подачей заготовки или строганием по копиру.

В технологически более целесообразной конструкции $к$ цилиндрическая поверхность соединена с боковыми полками галтелью радиусом, равным радиусу фрезы, что позволяет обработать эту поверхность стандартной цилиндрической фрезой с продольной подачей заготовки.

В конструкции $л$ вся поверхность детали выполнена цилиндрической. Деталь можно обработать фрезерованием в поворотном приспособлении или точением в приспособлении.

Для увеличения производительности фрезерования и повышения стойкости фрез следует

применять фрезы максимального диаметра, допускаемого конструкцией детали.

При обработке плоской выемки (вид $м$) заданный профиль выемки можно обработать голько консольной фрезой малого диаметра на вертикально-фрезерном станке; недостаточная жесткость фрезы не позволяет получить правильную поверхность.

В конструкции $н$ поверхность обрабатывается фрезой большего диаметра, установленной на двухопорном шпинделе (горизонтально-фрезерный станок).

Обработка пальцевой фрезой (вид $о$) допустима только как исключение, когда поверхности необходимо придать контур, близкий к прямоугольному. Обработка этим способом непродуцительна; чистую поверхность получить невозможно.

На рис. 524, $п$ показано фрезерование торцевой фрезой увеличенного диаметра, перекрывающей обрабатываемую поверхность.

СНЯТИЕ ФАСОК НА ФИГУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Следует избегать снятия фасок на фигурных поверхностях. Для снятия фаски по контуру фланца (рис. 525, $а$) требуется копирное фрезе-

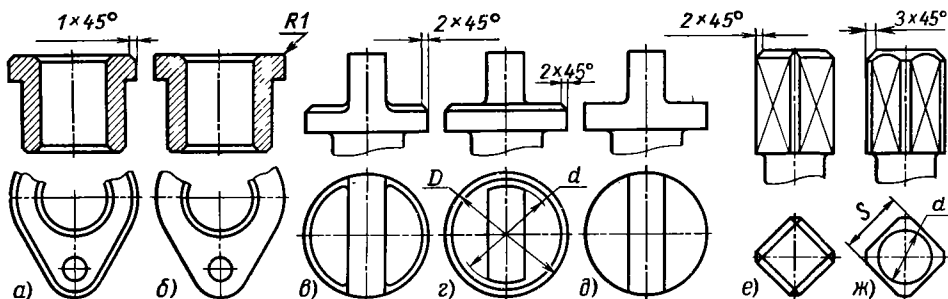


Рис. 525. Снятие фасок по контуру

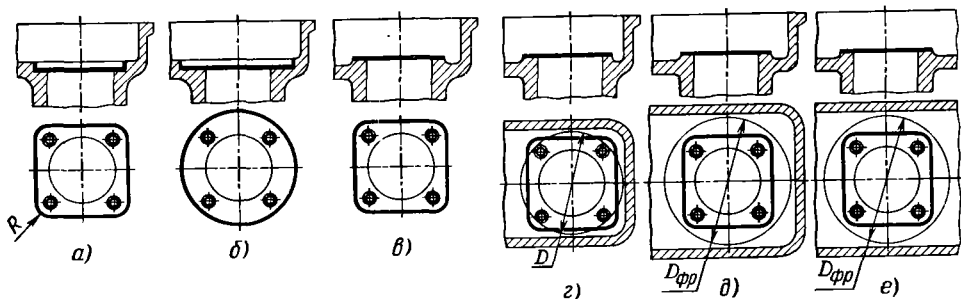


Рис. 526. Фрезерование углубленных поверхностей

рование специальной фрезой. Целесообразнее ограничиться указанием о притуплении кромок (вид б); эта операция производится проще (особенно способом электрохимического травления).

Снятие фаски по цоколю торцового кулачка (вид в) можно облегчить, если уменьшить диаметр d цилиндрической части кулачка против диаметра D цоколя на величину, превышающую удвоенный катет фаски (вид г). Если уменьшить диаметр d невозможно по конструктивным условиям, следует ограничиться указанием о притуплении кромок (вид д).

Снятие фасок с граней квадрата (вид е) требует специального фрезерования с многократной перестановкой детали в процессе обработки. В данном случае целесообразно применить фрезерование граней на предварительно обточенном цилиндре (вид ж) с торцевой фаской, малый диаметр d которой должен быть меньше расстояния S между гранями. Фаски на углах встречи граней получаются как след предыдущей обточки цилиндра.

ОБРАБОТКА УГЛУБЛЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Не рекомендуется выполнять фигурное фрезерование с углублением в черную поверхность (рис. 526, а). Единственно возможный способ обработки таких поверхностей — фрезерование торцевой фрезой, диаметр которой определяется минимальным радиусом R закруглений фасонной поверхности. Поверхность приходится обрабатывать в несколько проходов; операция крайне непроизводительна, получить поверхность с малой шероховатостью невозможно.

Для упрощения обработки можно придать поверхности легко выполнимую обычным торцовым фрезерованием круглую форму диаметром, превышающим заданный максимальный поперечник фасонной поверхности (вид б). К такой поверхности можно приваливать фасонный фланец.

Лучше придать фасонной поверхности форму платика, выступающего над черной поверхностью (вид в), и обрабатывать платик торцовой фрезой.

Возможность применения фрезы, перекрывающей всю обрабатываемую поверхность, должна быть конструктивно обеспечена. В конструкции г это условие не выполнено: максимальный диаметр D фрезы, ограниченный смежными стенками, недостаточен; поверхность приходится обрабатывать в несколько проходов фрезой малого диаметра.

В конструкции д стенки раздвинуты на величину, допускающую перекрытие поверхности фрезой. Обработка ведется с подачей заготовки в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности.

Лучшие результаты по производительности дает обработка напроход (вид е) с продольной подачей.

ОБРАБОТКА БОБЫШЕК В КОРПУСАХ

Подрезка внутренних торцов отверстий в неразъемных корпусах (рис. 527, а), разбуртовка (вид б) и снятие фасок (вид в) представляют определенные трудности.

Обработать эти поверхности в корпусах с глухими стенками можно только с помощью борштанг с выдвигными резами. При наличии люка поблизости от отверстий (вид г), позволяющего установить резы, можно применять борштанги обычной конструкции.

Для увеличения производительности диаметр отверстия со стороны входа инструмента (вид д) следует делать больше диаметра бобышки второго отверстия на величину $2k$ максимально возможных смещений бобышки при литье. При этом торец малого отверстия обрабатывают зенкером. Вторую торцовую упорную поверхность создают установкой втулки l в большее отверстие.

Конструктивное оформление узла для этого случая представлено на виде е (установка про-

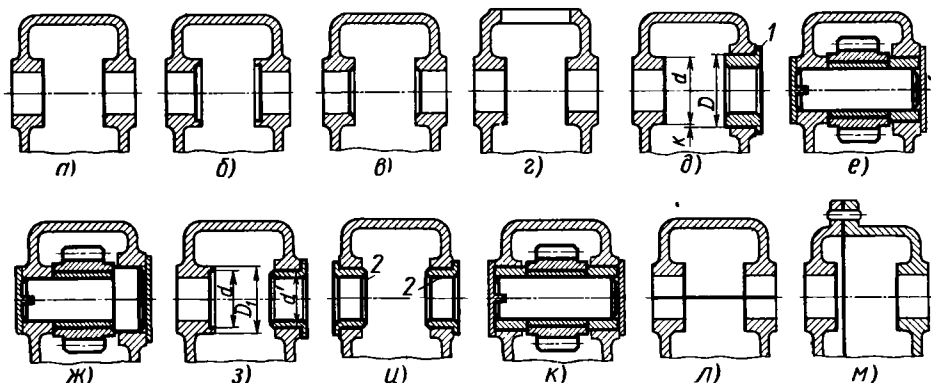


Рис. 527. Обработка бобышек в корпусах

межзубчатого зубчатого колеса). Возможна и другая конструкция: ступенчатая ось, колесо опирается в торец ступеньки (вид ж).

При разбуртовке торца малого отверстия (вид з) диаметр d' большого отверстия должен быть не меньше диаметра d разбуртовки. Во избежание образования непрочных усов диаметр D_1 черной поверхности бобышки должен превышать диаметр d развертки не менее, чем на 8–10 мм.

Вместо подрезки торцов можно ввести переходные втулки 2 (вид и), торцы которых служат упорными поверхностями (вид к).

В корпусах с разъемом по оси отверстий (вид л) необходимо соблюдать те же правила, так как торцы должны обрабатываться совместно, в сборе половин корпуса.

В корпусах с разъемом в плоскости, перпендикулярной к оси отверстий (вид м), отверстия обрабатывают в сборе половин, зафиксированных одна относительно другой контрольными штифтами. Торцы бобышек можно обработать при разнятых половинах корпуса.

МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТОРЦОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

Торцовые поверхности трения отверстий предпочтительнее обрабатывать способами, при которых инструмент (или изделие) вращается вокруг центра отверстия (точение, рас-

тачивание, зенкерование). Остающиеся после такой обработки микрориски благоприятнее ориентированы относительно направления рабочего движения, чем продольные или поперечные риски, образующиеся при строгании и фрезеровании. Поверхности, обработанные этим способом, прирабатываются быстрее. Кроме того, при такой обработке легче обеспечить перпендикулярность поверхности трения к оси вращения.

В узле установки зубчатого колеса на корпусной детали конструкция, в которой колесо опирается на фрезерованную поверхность m корпусной детали (на рис. 528, а), не рациональна. Поверхность трения целесообразно обработать цекованием (вид б) или зенкерованием (вид в). Возможно также установить опорную кольцевую шайбу n (вид г).

УСТРАНЕНИЕ ОДНОСТОРОННЕГО ДАВЛЕНИЯ НА РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

При обработке отверстий цилиндрическим инструментом (сверлами, зенкерами, развертками) следует предотвращать одностороннее давление на режущий инструмент, нарушающее точность обработки и вызывающее усиленный износ, а иногда поломку инструмента.

В конструкции, изображенной на рис. 529, а, инструмент на участке m врезается в верти-

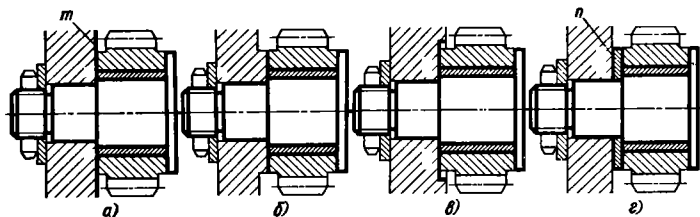


Рис. 528. Обработка торцовых поверхностей трения

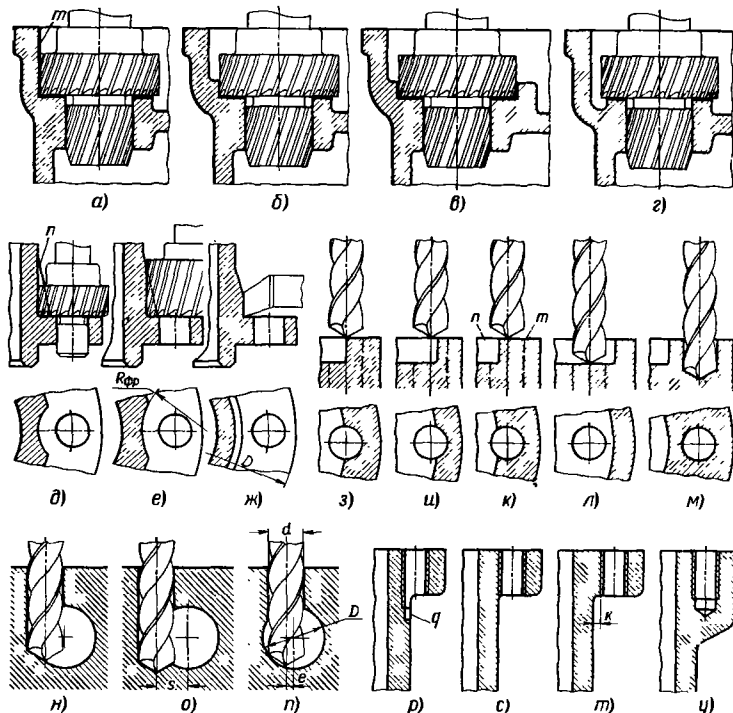


Рис. 529. Устранение одностороннего давления на режущий инструмент

кальную черную стенку изделия. В процессе обработки инструмент испытывает одностороннее давление, отчего отверстие уходит в сторону, противоположную стенке.

Несколько лучше конструкция б, где инструмент подвергается одностороннему давлению лишь на последних стадиях обработки.

Правильные условия обработки создаются, когда инструмент врезается всей поверхностью. Для этого необходимо, чтобы торец отверстия был расположен ниже черной поверхности (вид в) или приподнят над ней (вид г).

При обработке крепежных отверстий стального фланца цековкой (вид д) врезание в конус n , соединяющий фланец со стенками цилиндра, вызывает смещение инструмента особенно потому, что размеры детали не позволяют установить инструмент на жесткой оправке. Если не изменять конфигурацию фланца и не увеличивать вынос крепежных отверстий, то необходимо обрабатывать фланец фрезой увеличенного диаметра на жесткой оправке, подводящей сбоку (вид е). Можно также увеличить диаметр D и обработать фланцы точением (вид ж).

На видах з—м показаны варианты расположения отверстий на ступенчатой поверхности. Просверлить отверстия, пересекающие ступеньку (виды з—к), можно только с помощью кондуктора. Можно сначала просверлить отверстия по заранее обработанной поверхности m (вид к), а затем расточить выточку n . Но при этом способе нарушается последовательность операций токарной обработки.

Правильнее всего сместить отверстия на одну или другую сторону ступеньки (виды л, м). При этом сверление производится без дробления токарных операций. Смещение должно быть достаточно большим, чтобы не образовывалась тонкая перемычка между стенками отверстия и выточки (вид м).

Нежелательно сверлить отверстия с пересекающимися осями. Особенно плохо, когда центр сверла упирается в наклонную стенку поперечного отверстия (вид н). Несколько лучше, когда вертикальное отверстие смещено относительно оси поперечного сверла на величину s , достаточную для центрирования сверла на всем пути резания (вид о).

Лучше сверлить отверстие по центру поперечного отверстия или со смещением e относительно него (вид п). Максимальную величину e , при которой сверло работает правильно, можно определить из выражения $e = 0,2D(1 - d/D)$.

Если D значительно превышает d , то можно сначала просверлить вертикальное отверстие,

а затем поперечное. При этом величина смещения e не имеет существенного значения.

Рекомендуется обеспечивать резание по полной окружности отверстия также при выходе инструмента.

На виде p нарезное отверстие во фланце на участке q вдавтея в стенку детали, инструмент (сверло и метчик) подвергается одностороннему давлению, что может вызвать его поломку.

В конструкции c отверстие по номинальным размерам выведено за пределы стенки, но из-за производственных отклонений (в особенности, если стенка черная) не исключено врезание инструмента в стенку.

Правильная работа инструмента обеспечивается, если отнести отверстия от стенки на расстояние k (вид m), достаточное для предупреждения врезания при всех возможных колебаниях размеров стенки.

Если разность отверстий нежелательна, то их следует расположить в бобышках (вид y).

УСТРАНЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Непрерывное условие получения точных поверхностей — достаточная и равномерная жесткость обрабатываемых участков. В противном случае наименее жесткие участки прогибаются под действием сил резания и по окончании резания возвращаются в прежнее положение, в результате чего точность размеров нарушается.

Особенно важно условие равномерной жесткости при современных высокопроизводи-

тельных методах обработки, при которых возникают повышенные силы резания.

На рис. 530, a показана ошибочная конструкция корпусной детали с консолью, подвергаемой обработке по плоскости m . Консоль под действием сил резания P отгибается (вид b), а после обработки выпрямляется (вид b); плоскостность поверхности нарушается. При повышенной податливости консоли возникают вибрации; поверхность с малой шероховатостью при этом получить невозможно.

В конструкции z жесткость консоли увеличена обрешением. Если наружные ребра неприемлемы по условиям габаритов, то жесткость можно повысить увеличением высоты стенок консоли и внутренним обрешением (вид d) или приданием стенкам консоли наклона (вид e).

На рис. 530, $ж$ показан пример ошибочной конструкции головки стержня; из-за неравномерной жесткости стенок на участках m и n отверстие при расточке смещается в сторону ослабленной стенки и приобретает овальную форму. Получить точное отверстие можно только снятием самой тонкой стружки, например, алмазной обработкой с малой подачей и глубиной резания.

В конструкции z стенки головки утолщены, что уменьшает их деформацию при обработке.

Трудно получить точные отверстия в деталях с местными вырезами (виды $и$, $к$) и скосами (вид $и$). Если обработка ведется резцом, то резец на участках вырезов испытывает удары; на участках перехода в полное сечение возникают ступеньки. При обработке цилиндрическим мерным инструментом (развертки, про-

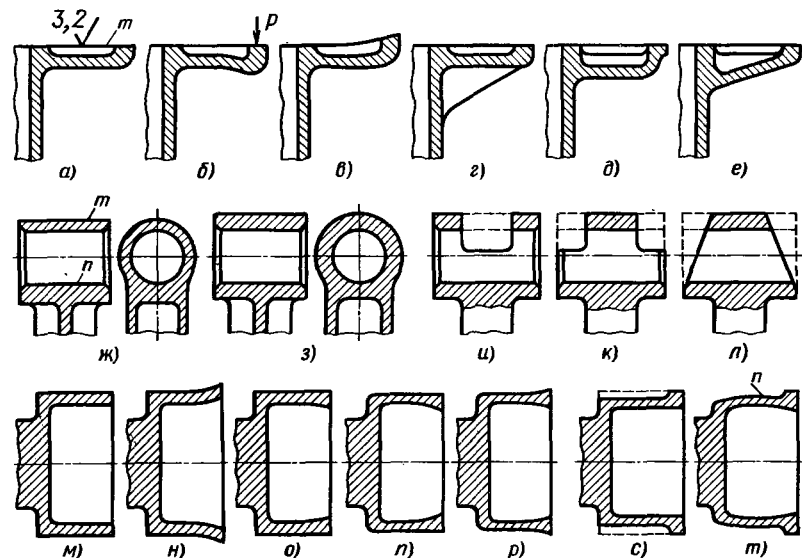


Рис. 530. Устранение деформаций под действием режущего инструмента

тяжки) инструмент уходит в сторону ослабленной стенки. После обработки стенки возвращаются в исходное положение, вследствие чего отверстие становится овальным. Возможен следующий прием: сначала окончательно обрабатывают отверстие, затем выфрезерывают вырезы (штриховые линии на видах *и*—*л*). Но и в этом случае стенки отверстия после фрезерования слегка деформируются, и цилиндричность отверстия нарушается.

На виде *м* показана обработка отверстия в чашечной детали. Если сначала обрабатывают отверстие, то под воздействием режущего инструмента стенки на участке наименьшей жесткости (на торце чашки) расходятся (вид *и*). По окончании обработки стенки возвращаются в исходное положение, и заготовка принимает форму, показанную на виде *о*.

При последующей наружной обработке стенки деформируются в обратном направлении (вид *п*). По окончании обработки деталь принимает форму, показанную на виде *р*; цилиндричность наружной и внутренней поверхностей нарушается.

Аналогичное явление происходит и при обратном порядке обработки, т. е. когда сначала обрабатывают наружную поверхность, а затем внутреннюю.

С введением кольцевого ребра жесткости на торце чашки (виды *с*, *т*) положение улучшается. Однако при большой длине чашки и здесь возможно искажение формы. Если сначала обрабатывают внутреннюю поверхность, то вследствие повышенной жесткости стенок отверстие получается достаточно точным (вид *с*). При последующей обработке снаружи (вид *т*) сила резания прогибает стенки на нежестком участке *л* внутрь. После обработки прогнутые стенки расходятся, и деталь принимает бочкообразную форму.

Это явление можно предупредить введением второго ребра жесткости на участке *л* или уве-

личением толщины стенок на всей длине чашки.

Практически на точность изготовления сильно влияет жесткость режущего инструмента, рабочих органов станка и системы крепления заготовки. Искажения этого рода устраняют технологическими мерами (увеличение жесткости инструмента, целесообразным креплением заготовки и т. д.).

СОВМЕСТНАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ ТВЕРДОСТИ

Следует избегать совместной обработки деталей из материала различной твердости.

В узле крепления стальной подшипниковой втулки в корпусе из алюминиевого сплава способ крепления винтом, завинчиваемым с торца во втулку и корпус (рис. 531, *а*), практически неосуществим: при сверлении по стыку втулки и корпуса сверло уходит в сторону более мягкого металла. В этом случае необходимо применять крепление с одновременным сверлением корпуса и втулки (виды *б*, *в*).

При совместной засверловке втулки из алюминиевого сплава и стального вала (вид *г*) неизбежен увод сверла в сторону втулки. Правильнее крепить втулки с помощью центрального штифта (вид *д*).

На рис. 531, *е* показано крепление стальной крышки подшипника к корпусу из алюминиевого сплава. Совместное растачивание или развертывание постелей корпуса и крышки затруднительно из-за различной твердости металлов. Отверстие уходит в сторону более мягкого металла. На стыках мягкого и твердого металлов резец работает с ударами и быстро тупится. Получить точную поверхность с малой шероховатостью на участке перехода невозможно. Для правильной обработки необходимо, чтобы крышка была сделана также из алюминиевого сплава (вид *ж*).

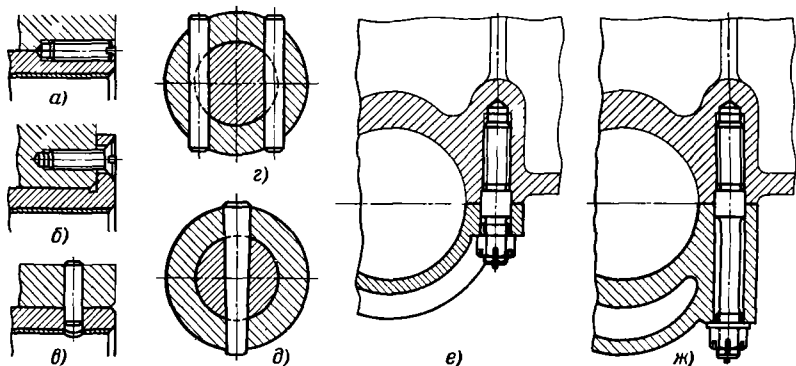


Рис. 531. Обработка деталей различной твердости

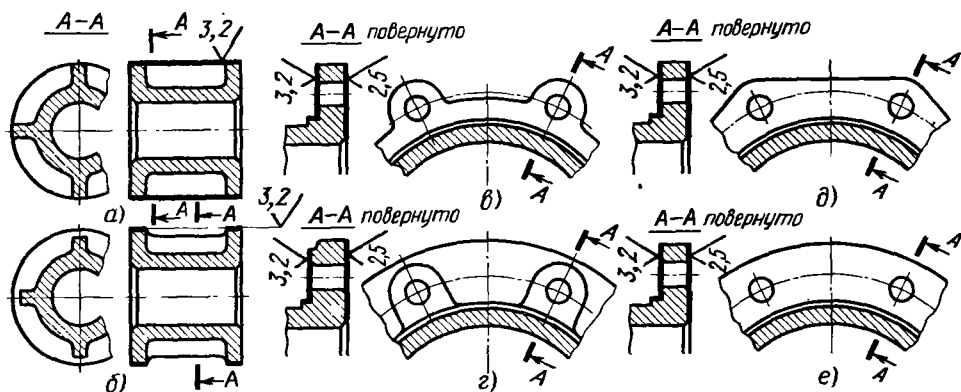


Рис. 532. Обеспечение безударной работы резца

БЕЗУДАРНАЯ РАБОТА РЕЗЦА

При обработке должен быть выдержан непрерывный контакт резца с металлом. Нежелательны местные выемки, углубления и другие неровности на обрабатываемых поверхностях, нарушающие непрерывность процесса резания. Сходя с обрабатываемой поверхности, резец упруго подается в сторону выемки; набегая на следующий выступ, резец подается назад. Получить ровную поверхность с малой шероховатостью в этих условиях трудно. Резец, подверженный периодическим ударами, быстро изнашивается.

Конструкция оребренной втулки (рис. 532, а) нерациональна: резец, сталкиваясь с ребрами, подвергается периодическим ударам. Ребра должны быть расположены ниже обрабатываемых цилиндрических поверхностей (вид б).

При обработке точением фланцев с выступающими (вид в) и приподнятыми (z) бобышками, а также фигурных фланцев (д) резец подвергается ударам. Фланцы, обрабатываемые точением, лучше делать круглыми (е).

ОБРАБОТКА ОТВЕРСТИЙ

Отверстия неотвественного назначения с параметром шероховатости поверхности до $Ra\ 3,2$ мкм и диаметром до 40 мм рекомендуется выполнять только сверлением, без дополнительной обработки, оставляя днище коническим (рис. 533, б, д). Формы отверстий по рис. 533, а, в, г, требующих дополнительной обработки, нецелесообразны.

В отверстиях, обрабатываемых более точно (зенкерованием, растачиванием, развертыванием), необходимо учитывать операцию предварительного сверления и особенности инструмента чистовой обработки.

Отверстие с плоским дном (вид е) нельзя обработать зенкером и разверткой. Режущий

конус зенкера оставляет на участке m необработанный слой металла.

В конструкции ж отражено предварительное сверление отверстия. Однако глубина сверления недостаточна. На участке n после зенкерования остается необработанный слой металла.

В правильной конструкции з сверление углублено в днище отверстия на глубину l , достаточную для выхода режущего конуса зенкера, что позволяет выдержать заданную длину l' чистовой обработки. Диаметр сверления определяется величиной припуска s на эту обработку.

То же правило следует соблюдать для отверстий с поднутряющей канавкой для выхода обрабатывающего инструмента. В конструкции, где сверление не доходит до днища отверстия (вид и), остается необработанным слой t , который приходится выбирать резцом при расточке поднутрения. В целесообразной конструкции (вид к) сверление углублено в днище поднутрения, поэтому обработка последнего значительно облегчается.

Следует избегать применения поднутряющих канавок m (вид л) в отверстиях малого диаметра ($< 15-20$ мм).

Показанная на виде м форма отверстия, подвергаемого развертыванию, практически неосуществима из-за наличия режущего конуса на развертке. Необходимо углублять сверление на расстояние l (вид н), достаточное для выхода конуса развертки.

На видах о, п показаны неправильные, а на виде р — правильная конструкции нарезных отверстий. Минимальное расстояние l между днищем отверстия и витками резьбы с полным профилем определяется длиной заборного конуса метчиков [у чистовых метчиков длина заборного конуса в среднем $l = (0,3 \div 0,4)d$, где d — длина резьбы].

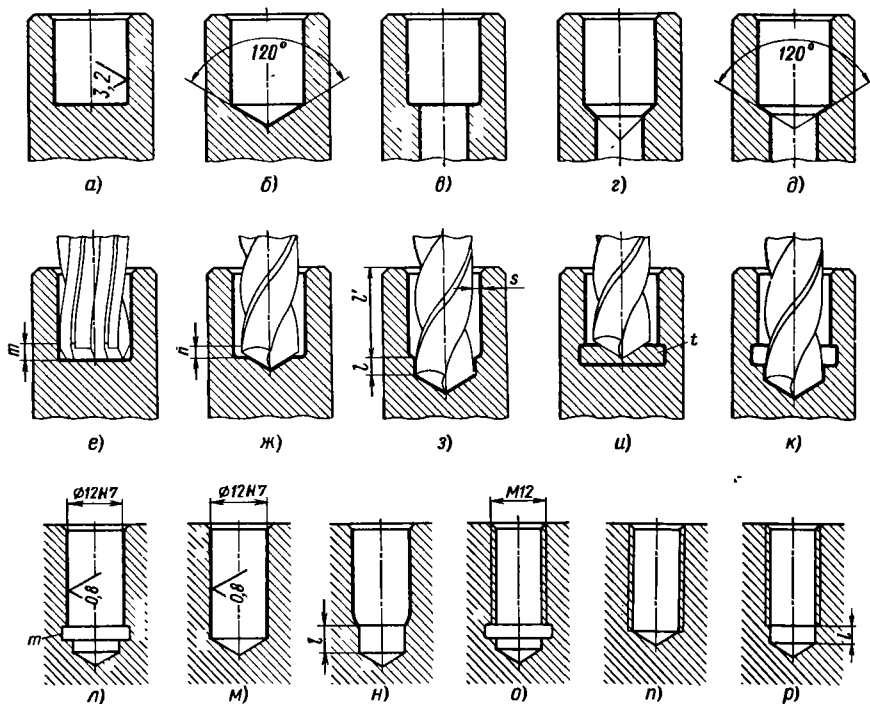


Рис. 533. Обработка отверстий

Следует избегать сверления отверстий под углом $\alpha < 70^\circ$ к поверхности (рис. 534, а). При таком сверлении необходима предварительная засверловка (вид б) или подфрезеровка (вид в) входного участка отверстия, что усложняет изготовление. Для облегчения обработки следует располагать отверстие под углом более 70° к поверхности (вид г). Лучше всего сверлить отверстия под прямым углом. Способы спрямления площадок под косые сверления

в литых деталях (вид д) показаны на видах е-з.

Примеры ошибочного и правильного расположения отверстий приведены на видах и, к (заштифтовка маховичка) и л-н (заштифтовка цилиндрической детали на валу). Конструкции к, м, н — правильные.

На видах о-р показаны варианты сверления отверстий в коленчатом валу, предназначенных для подвода смазочного масла из корен-

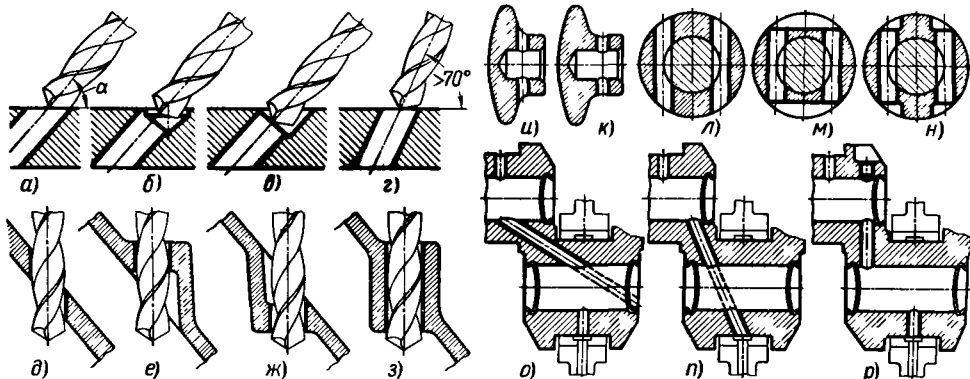


Рис. 534. Сверление косых отверстий

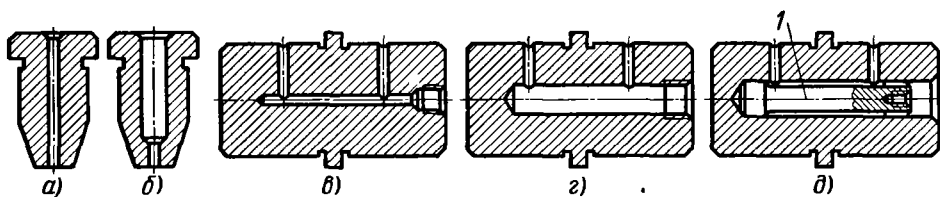


Рис. 535. Сверление длинных отверстий

ной шейки в шатунную. Наиболее целесообразна конструкция *p* с прямым отверстием через шейку.

Глубину отверстий, получаемых с помощью обычных спиральных сверл, рекомендуется во избежание смещения отверстия и поломки сверл делать не более 6—8 диаметров.

Целесообразно сокращать длину сверлений до конструктивно необходимого минимума. Длинные и тонкие сверления (рис. 535, *a*) рекомендуется заменять ступенчатыми (вид *b*).

Длинный, узкий масляный канал (вид *a*), сообщающий сверления в валу, целесообразно заменить отверстием большого диаметра (вид *z*). При необходимости уменьшить сечение канала (например, для ускорения подачи масла в пусковые периоды) можно перекрыть канал вытеснителем *l* (вид *d*).

СОКРАЩЕНИЕ НОМЕНКЛАТУРЫ ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ИНСТРУМЕНТА

Для сокращения номенклатуры режущего инструмента следует унифицировать диаметры

точных поверхностей. Особенно это важно для отверстий, обрабатываемых мерным цилиндрическим инструментом (сверла, зенкеры, развертки, протяжки).

Во избежание перестановки и смены инструмента целесообразно использовать один и тот же инструмент для выполнения максимально возможного числа операций.

Свободные переходы между ступеньками и буртиками тоненых валов, не служащие опорными поверхностями (рис. 536, *a*, *в*), целесообразно выполнять по конусу с углом наклона, равным углу главной режущей кромки проходного реза в плане (обычно 45°), и галтелью у основания, равной стандартному закруглению у вершины реза $R = 1$ мм (виды *b*, *z*). Это избавляет от необходимости менять режущий инструмент и подрезать торец.

На виде *d* изображено седло клапана с центральным отверстием диаметром 10Н7 под шток клапана и с шестью отверстиями диаметром 10 мм для прохода рабочей жидкости. Для изготовления отверстий требуется два сверла: одно сверло диаметром 9,8 мм — для

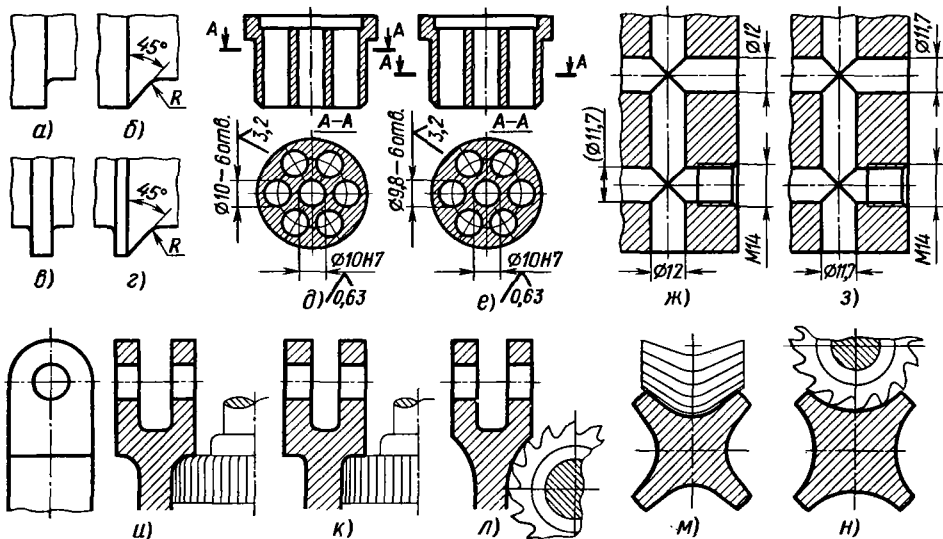
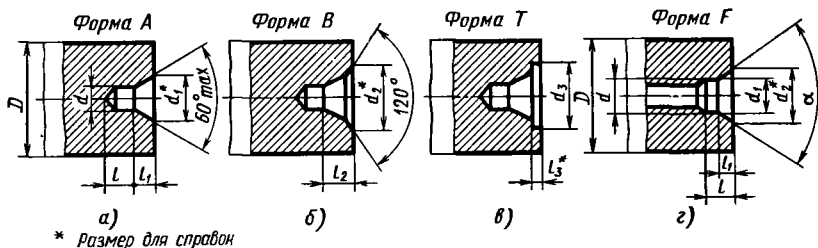


Рис. 536. Сокращение номенклатуры режущего инструмента



* Размер для справок

Рис. 537. Центровые отверстия

черновой обработки центрального отверстия с припуском на развертывание и другое диаметром 10 мм — для сверления периферийных отверстий. Можно использовать одно сверло, если периферийные отверстия выполнены диаметром 9,8 мм (вид е).

На виде ж показаны варианты сверления масляных каналов в корпусной детали. Один из каналов, заглашаемый пробкой с резьбой М14, проходит сверлом диаметром 11,7 мм под резьбу.

Смежные каналы имеют диаметр 12 мм. В данном случае целесообразно обрабатывать все каналы сверлом диаметром 11,7 (вид з), которое применяется для сверления нарезного отверстия.

В единичном и мелкосерийном производстве не рекомендуется применять специальный инструмент.

В конструкции и вильчатого рычага форма перехода от стержня рычага к вилке требует фрезерования специальной галтельной фрезой. Переход по виду к можно обработать стандартной цилиндрической фрезой. Наиболее целесообразна конструкция л, рассчитанная на обработку стандартной фрезой и обеспечивающая плавный переход от стержня к вилке.

На видах м, н (крестообразная деталь) показан пример замены профильного фрезерования цилиндрическим путем изменения формы выборки.

ЦЕНТРОВЫЕ ОТВЕРСТИЯ

Детали, обрабатываемые на круглошлифовальных и токарных станках с установкой заготовки в центрах или в патроне с поддержкой другого конца заготовки в пиноли, снабжают центровыми отверстиями.

По ГОСТ 14034—74 предусмотрены следующие типы центровых отверстий: А, В, Т, R, F, Н. Форма и размеры некоторых из них показаны на рис. 537. Центровые отверстия с предохранительной фаской (вид б) или выточкой (вид в), защищающими центрирующий конус от забоин, применяют, когда деталь при контроле устанавливают в центрах, а также

когда необходимо обеспечить сохранность центров в эксплуатации на случай ремонтной переточки при перешлифовке. Центры с резьбовым отверстием (вид г) применяют при необходимости установки болта, а также (для тяжелых валов) как средство крепления вала при такелажировании.

Точность изготовления размера d и углов 60 и 120° обеспечивается центровочным режущим инструментом. При обработке углов рабочего конуса 60° другими видами режущего инструмента отклонение угла должно быть не более минус 30'.

Длина конической поверхности l_1 в центровых отверстиях с углом конуса 60° в технически обоснованных случаях может быть уменьшена до 0,5 l_1 .

Параметры шероховатости посадочных поверхностей центрового отверстия должны быть не более $Ra = 2,5$ мкм.

Данные для выбора центровых отверстий в зависимости от массы изделий (заготовок) приведены в рекомендуемом приложении к ГОСТ 14034—74.

Центровые отверстия на чертежах обозначают по ГОСТу, как показано на рис. 538. Отсутствие сведений о центрах указывает, что деталь обрабатывают без их использования (точение с креплением в патроне, бесцентровое шлифование и т. д.) или что наличие центров недопустимо по функциональному назначению детали. В этом случае предпочтительнее во избежание ошибок сделать в технических требованиях на поле чертежа соответствующую надпись: «Центровые отверстия недопустимы».

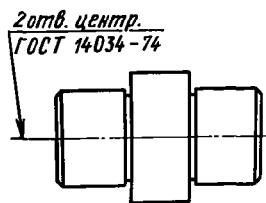


Рис. 538. Обозначение центровых отверстий на чертеже

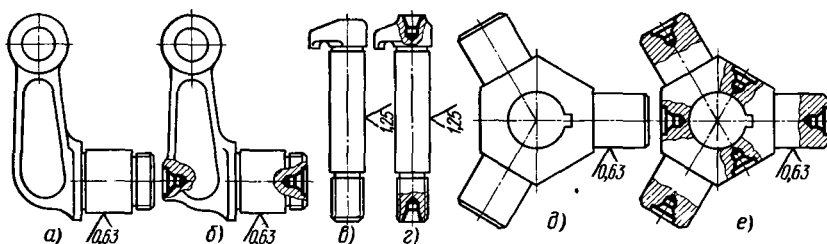


Рис. 539. Центровые отверстия на асимметричных деталях

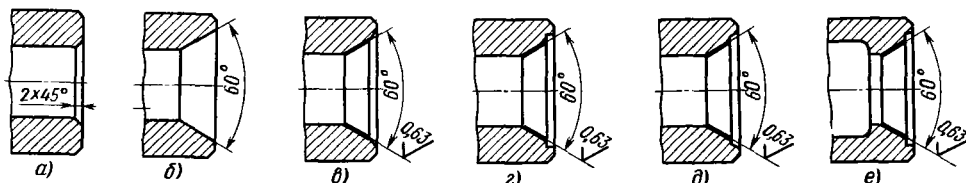


Рис. 540. Центровые фаски

Для удаления центровых отверстий необходимо отрезать зацентрированные концы вала, что вызывает непропорциональную затрату материала и увеличение объема механической обработки, поэтому применять этот способ следует лишь при необходимости.

Введение центровых отверстий нередко предопределяет конструктивную форму деталей. Такие случаи приведены на рис. 539, а, б (криволинейный рычаг), в, г (болт с асимметричной головкой) и д, е (трехлопастная деталь).

В пустотелых валах центрирующие поверхности выполняют в виде фасок с центральным углом 60° . Для расширения выбора технологических операций, а также уменьшения массы деталей и приближения их формы к форме тела равного сопротивления изгибу рекомендуется торцы отверстий пустотелых цилиндрических деталей во всех случаях выполнять с конической фаской с центральным углом 60° (рис. 540, б) вместо обычной фаски под углом 45° (вид а). Если деталь обрабатывается в центрах, то поверхности центровых фасок выполняют с необходимой шероховатостью и снабжают защитными фасками или выточками (виды в — е).

Не рекомендуется выполнять центровые фаски на прерванных поверхностях, например на валах с торцовыми пазами (рис. 541, а) и шлицами (вид б). Центровая фаска должна быть отнесена на расстояние, достаточное для пропуска центра (вид в). При больших размерах отверстия, когда возможно применение срезающих центров (вид г), это ограничение отпадает.

Нельзя допускать, чтобы резьба выходила на центровую фаску (вид д). Снятие начальных витков резьбы при завинчивании и отвинчивании портит центрирующую поверхность, исключая возможность повторного пользования центральной фаской. Резьбовой пояс должен быть отделен от фаски выточкой (вид е), имеющей длину l , достаточную для прохода центра.

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ БАЗЫ

В качестве измерительных баз обычно используют наличные элементы конструкции. Иногда приходится вводить специальные измерительные базы.

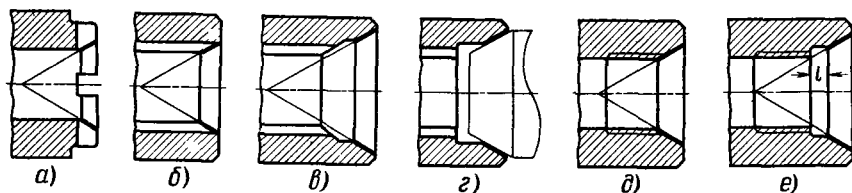


Рис. 541. Формы центровых фасок

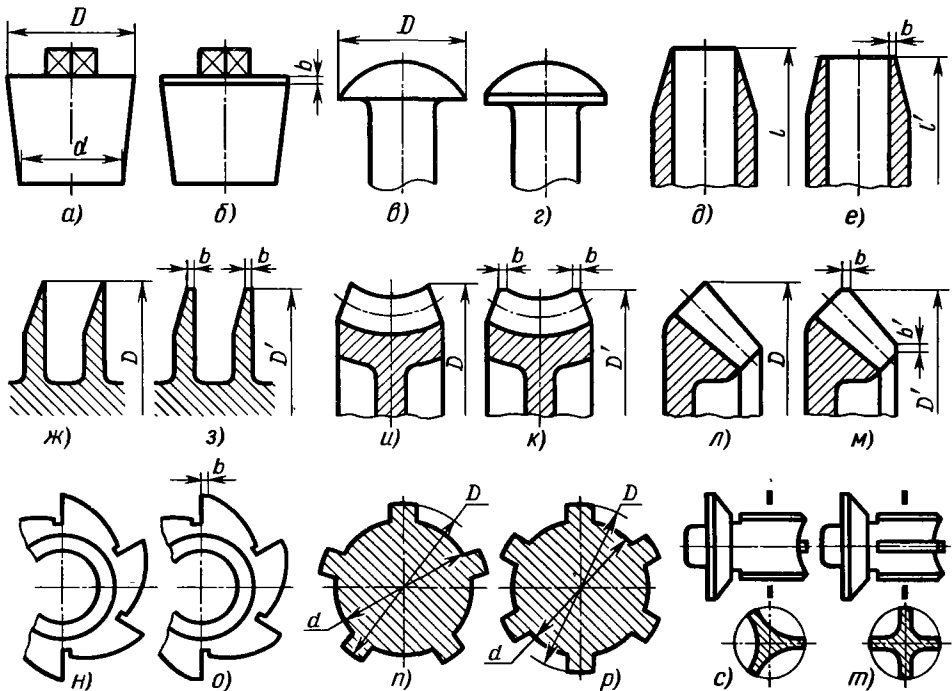


Рис. 542. Измерительные базы

В конструкции конической пробки (рис. 542, а) измерить большой диаметр D конуса трудно из-за наличия острой кромки. Измерить малый диаметр d конуса практически невозможно. Детали такой конфигурации можно обмерить только с помощью конической втулки-калибра.

Для облегчения замера целесообразно снабдить конус на большом диаметре цилиндрическим пояском шириной $b = 2 \div 3$ мм (вид б).

В конструкции сферической детали (вид в) измерить диаметр сферической поверхности сложно из-за наличия острой кромки. В целесообразной конструкции (вид г) кромка выполнена по цилиндру. Помимо облегчения измерения, такая конструкция у термически обрабатываемых деталей предупреждает перегрев кромки.

Из-за острых кромок на торце конической детали (вид д) трудно выдержать осевой размер l . Плоская площадка на торце (вид е) облегчает изготовление и измерение.

Неправильная конструкция кольцевых ребер показана на виде ж, правильная — на виде з.

На зубчатых венцах червячных колес (вид и) целесообразно предусматривать цилиндрические площадки шириной b (вид к), облегчаю-

щие измерение, а также упрощающие сборку червячной передачи в осевом направлении и предупреждающие концентрацию сил на кромках зубьев.

Цилиндрические площадки b на зубьях конических зубчатых колес (виды л, м) образуют измерительную базу и предупреждают сосредоточение нагрузок на вершине зуба. Площадки b' облегчают установку колеса в осевом направлении.

На видах н, о приведен пример введения цилиндрических баз в конструкции храпового колеса.

Для облегчения измерения деталей с цилиндрическими выступами целесообразно делать число выступов четным. Наружный диаметр D шлицевого вала с нечетным числом шлицев (вид п) можно измерить только с помощью втулки-калибра; измерить внутренний диаметр d еще труднее. В конструкции с четным числом шлицев (вид р) диаметры D и d можно измерить универсальным измерительным инструментом.

На виде т (хвостовик конического клапана) приведена конструкция с четным числом центрирующих ребер, более целесообразная, чем конструкция с с нечетным числом ребер.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ

Для увеличения производительности механической обработки целесообразно обрабатывать максимальное число поверхностей на одном станке, с одного установа, за одну операцию, с применением одного инструмента, используя все возможности станка, на котором производится основная операция.

В конструкции цилиндрического вала с проушиной (рис. 543, 1) на токарном станке обрабатывается вал и прилегающий к нему торец проушины m . Поверхность n подвергают копирному фрезерованию.

В конструкции 2 проушина выполнена в виде цилиндра, в конструкции 3 — по сфере. Все операции обработки (за исключением сверления отверстий и фрезерования граней n) выполняют на токарном станке, что значительно

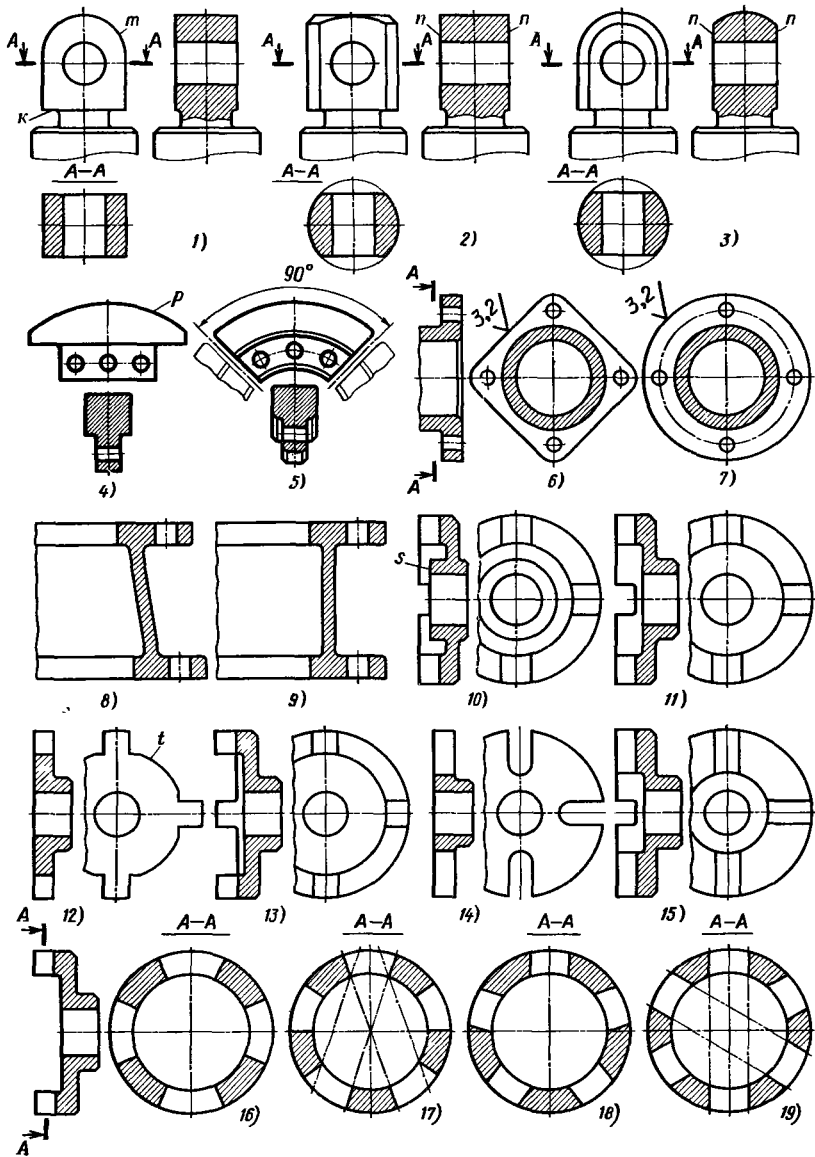


Рис. 543. Способы повышения производительности обработки

увеличивает производительность обработки.

На виде 4 показана колодка фрикциона, наружная поверхность p которой подлжит обработке. Щека крепления имеет прямоугольную форму, что требует дополнительных сложных фрезерных операций.

В рациональной конструкции 5 щека придана цилиндрическая форма; деталь целиком обрабатывают на токарном станке, как кольцевую заготовку, которую затем разрезают на секторы. Для уменьшения отходов длину секторов следует устанавливать так, чтобы они укладывались целое число раз в окружность заготовки с учетом толщины прорезной фрезы.

Фланцевый вал с обрабатываемым квадратным фланцем (вид 6) требует копирного фрезерования граней квадрата. Вал с цилиндрическим фланцем (вид 7) целиком обрабатывается на токарном станке.

При обработке на каждом станке число перестановок детали следует сводить к минимуму, добиваясь обработки максимального числа поверхностей с одного установа.

На виде 8 показан переходник с двумя центрирующими выточками разного диаметра и с двумя рядами крепежных отверстий, расположенных на разных радиусах. Незначительное изменение конструкции (вид 9) позволяет обрабатывать центрирующие проточки и крепежные отверстия одновременно и напроход.

Конструкция пазовой шайбы (вид 10) нетехнологична; выступающая внутрь шайбы ступица s мешает обработке пазов напроход; пазы можно обработать только непроизводительной операцией — долблением.

В рациональной конструкции 11 преду-

смотрена обработка пазов напроход фрезерованием.

В четырехкулачковом поводке с радиальными кулачками (вид 12) грани кулачков фрезеруют с четырех установов с поворотом заготовки каждый раз на 90° . Поверхности t между кулачками обрабатывают копирным фрезерованием или строганием.

В конструкции 13 радиальные кулачки заменены торцовыми, которые фрезеруют с двух установов. При каждом установе обрабатывают одновременно два кулачка; рабочие грани каждой пары кулачков обрабатывают напроход, отчего точность расположения кулачков увеличивается.

Аналогичные преимущества дает замена радиальных пазов (вид 14) торцовыми (15).

Число пазов и их расположение в плане должны быть подчинены условию сквозной обработки с одновременным проходом максимального количества поверхностей.

Если грани пазов расположены по радиусам, то число пазов целесообразно делать нечетным (вид 17). Это позволяет обрабатывать напроход сразу две противолежщие грани (штрихпунктирные линии). При четном числе пазов (вид 16) обработка неудобна и малопродуктивна.

Для прямоочных пазов условие сквозной обработки, наоборот, требует четного числа пазов (вид 19). При нечетном числе пазов (вид 18) обработка затрудняется.

Следует избегать обработки под углом к базовым поверхностям. Это заставляет устанавливать изделие на станках с поворотными столами или в поворотных приспособлениях и усложняет настройку станка.

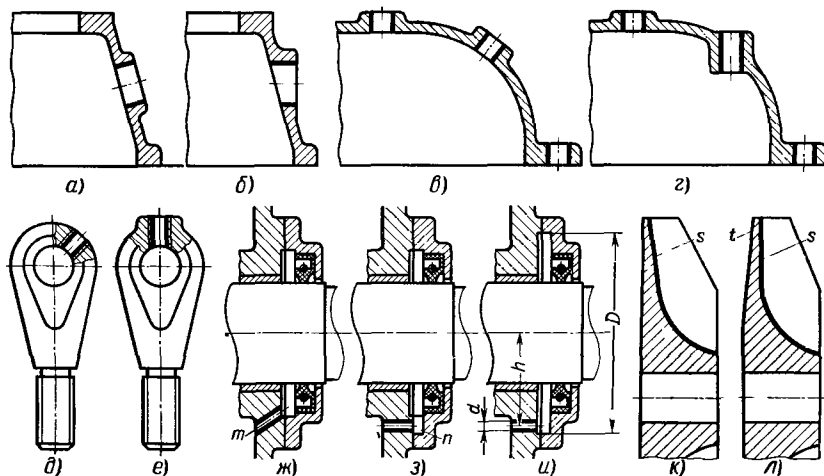


Рис. 544. Способы устранения обработки под углом

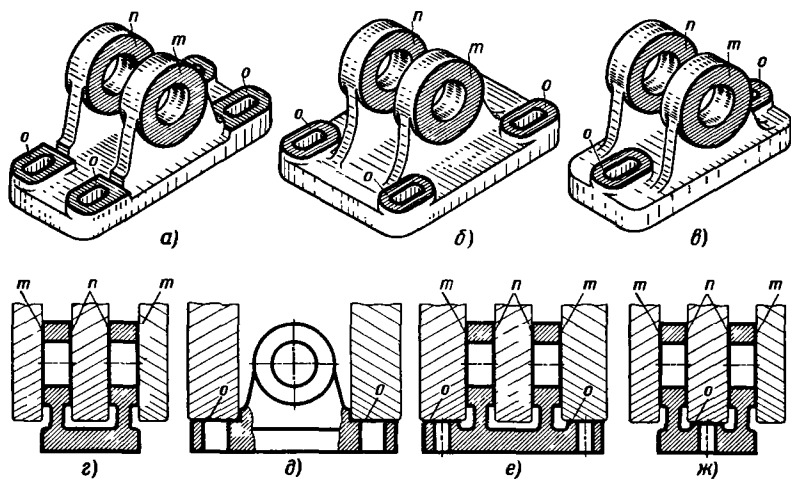


Рис. 545. Обработка кронштейна набором фрез

На рис. 544, а, в изображены примеры нетехнологичного расположения отверстий в корпусных деталях. Обработка значительно упрощается, если расположить отверстия параллельно (вид б) или перпендикулярно (вид г) к базовым плоскостям.

В конструкции д проушины нарезное отверстие под масленку расположено под углом, что заставляет сверлить отверстие в приспособлении. В конструкции е отверстие расположено по оси; сверлится и нарезается при токарной обработке проушины.

В конструкции ж уплотнительного узла косое сливное отверстие *т* можно сделать прямым, предусмотрев выфрезеровку *п* в крышке уплотнения (вид з) или увеличив диаметр выточек в крышке (вид и) до $D = 2h + d$ (*h* — расстояние отверстия от центра вала, *d* — диаметр отверстия).

В крыльчатке центробежной машины (вид к) необходимое по прочностным соображениям утолщение диска крыльчатки к ступице достигается наклоном поверхностей *з* между лопатками, что заставляет при фрезеровании устанавливать крыльчатку в приспособлении с наклонным центрирующим пальцем. В конструкции л утолщение достигается приданием конической формы тыльной поверхности *т* крыльчатки, обрабатываемой точением. Поверхности *з* между лопатками фрезеруются по плоскости.

Производительность обработки можно значительно повысить, применяя комбинированный инструмент, обрабатывающий одновременно несколько поверхностей (сверло-зенкер, резцовые блоки, наборные фрезы и т. д.).

Кронштейн (рис. 545, а), подвергаемый обработке по наружным *т* и внутренним *п* торцам проушин, а также по поверхностям *о* кре-

пежных бобышек, обрабатывается с помощью набора цилиндрических фрез с двух установов. С первого установка обрабатывают торцы *т* и *п* проушин набором трех фрез (вид г). Затем деталь поворачивают на 90° и обрабатывают набором двух фрез поверхности *о* бобышек (вид д).

Смещение бобышек по отношению к проушинам (вид б) позволяет обрабатывать деталь с одного установка набором трех фрез. Торцы фрез (вид е) режут торцы *т*, *п* проушин, периферия двух наружных фрез одновременно режет поверхности *о* бобышек.

В конструкции в, отличающейся большей компактностью, бобышки крепления расположены между проушинами и обрабатываются периферией внутренней фрезы (вид ж) одновременно с обработкой внутренних торцов *п* проушин.

ГРУППОВАЯ ОБРАБОТКА

В крупносерийном и массовом производстве следует обеспечивать возможность групповой обработки деталей по настроенной операции с установом заготовок в многоместных быстроедействующих приспособлениях.

Последовательная обработка (рис. 546, а) сокращает вспомогательное время (время установки заготовок и настройки станка). Параллельная обработка (вид б) сокращает машинное время пропорционально числу заготовок, одновременно подвергаемых обработке.

Наибольшее повышение производительности обеспечивает параллельно-последовательная обработка (вид в).

Непременное условие применения этих методов — обработка поверхностей напроход.

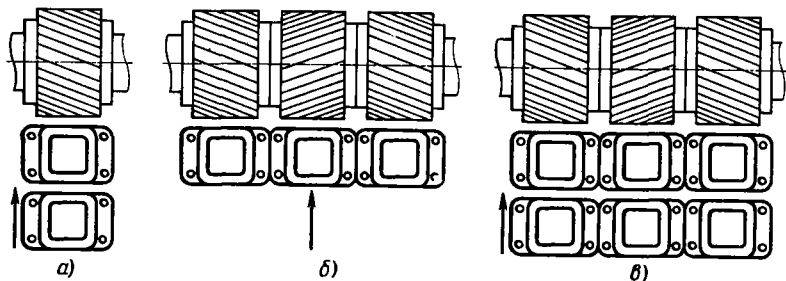


Рис. 546. Схемы групповой обработки

На рис. 547, *a* показана кольцевая гайка с радиальными пазами под ключ, расположенными ниже резьбы на величину m . Пазы обрабатывают непроизводительным методом деления и притом только строганием или долблением. Конфигурация детали исключает фрезерование пазов.

В конструкции *b* пазы обрабатывают фрезерованием, но деталь по-прежнему не поддается групповой обработке. Расположение пазов выше резьбы на величину n (вид *в*) позволяет применить последовательную групповую обработку ряда гаек, установленных на оправке, методом обкатывания с помощью червячной фрезы.

Конструкция *г* проушины с пазом, профилированным по дуге окружности, приспособлена только для индивидуальной обработки. Прямой паз (вид *д*) дает возможность последовательной групповой обработки напсход.

На рис. 547, *e* показан узел стяжки плит *1*, 2 дистанционными болтами *3*. Болты поддаются только индивидуальной обработке точением. Необходимость выдерживать точное расстояние l между заплечиками болтов усложняет изготовление.

В конструкции *ж* плиты затягивают на втулку *4*. Наличие центрирующих буртиков исключает возможность групповой обработки втулок.

В конструкции *з* распорная втулка *5* выполнена с плоскими торцами; взаимное центриро-

вание плит и втулок осуществляется призонными болтами *6*. Расстояние l между опорными поверхностями втулок в этой конструкции легко выдержать с помощью группового шлифования втулок на плоскошлифовальном станке с креплением втулок на магнитном столе. Еще более производительен способ обработки втулок на карусельном шлифовальном станке.

В конструкции деталей, предназначенных для групповой последовательной и параллельно-последовательной обработки, следует предусматривать базы, фиксирующие взаимное положение деталей при обработке. При фрезеровании базами могут служить цоколи деталей и боковые грани цоколей. При обработке цилиндрических деталей базами служат центральные отверстия. Детали насаживают на оправку и подвергают обработке в комплекте.

Обрабатываемые участки должны обладать достаточной жесткостью, во избежание деформации под действием сил резания.

Зубчатое колесо с торцами ступицы, выступающими по отношению к торцам обода (рис. 548, *a*), не приспособлено для групповой обработки: зубчатые венцы при обработке фиксируются нежестко и могут деформировать и вибрировать под действием сил резания.

Целесообразнее выполнять ступицы заполлицо (вид *б*) или с незначительным (0,1–0,2 мм) зазором s (вид *в*) по отношению к ободу.

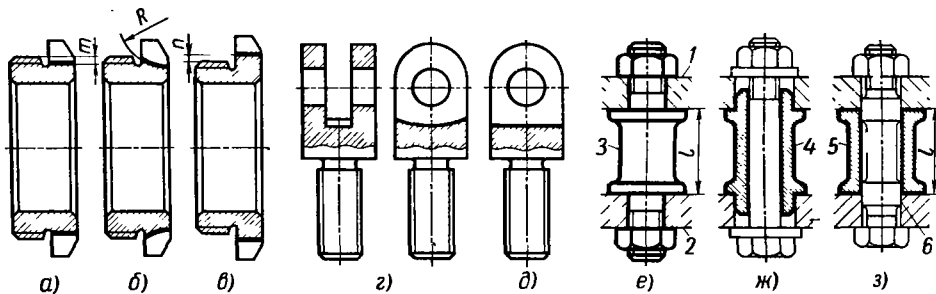


Рис. 547. Обеспечение групповой обработки

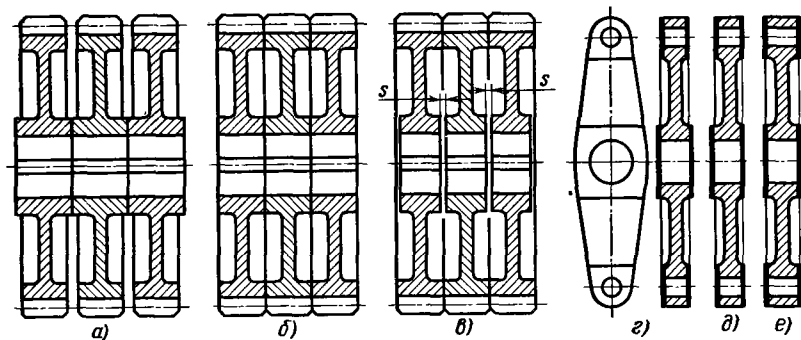


Рис. 548. Устранение деформации заготовок при групповой обработке

Заготовки целесообразно стягивать не по ступицам, а с помощью специальных конических дисков, опирающихся на ободы.

На видах *г* — *е* изображен рычаг, подвергающийся фрезерованию по наружному контуру. Выступающие торцы ступиц (вид *г*) не

позволяют осуществить плотную стяжку комплекта. Несколько лучше конструкция *д*, допускающая попарную стяжку. Наилучшей для групповой обработки является конструкция *е* с гранями, расположенными в одной плоскости.

14. ДЕТАЛИ ИЗ ПЛАСТМАСС

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Пластические массы (пластмассы, пластики) — материалы на основе природных или синтетических полимеров, способные под влиянием нагревания и давления формоваться в изделия сложной конфигурации и затем устойчиво сохранять приданную форму. Пластмассы подразделяются на **реактопласты** и **термопласты**.

В состав пластмасс, кроме полимера, могут входить минеральные или органические наполнители, пластификаторы, стабилизаторы, красители, смазывающие вещества и др.

Пластмассы отличаются малой плотностью, высокими диэлектрическими свойствами, хорошими теплоизоляционными характеристиками, устойчивостью к атмосферным воздействиям, стойкостью к агрессивным средам и резким сменам температур.

Теплостойкость пластмасс невелика. Для большинства пластмасс теплостойкость по Мартенсу равна 80—140°C. Некоторые разновидности пластмасс (например, полисилоксаны) обладают теплостойкостью до 200—250°C.

Теплостойкость по Мартенсу представляет собой температуру, при которой в стандартном образце, подвергнутом действию регламентированной изгибающей нагрузки, возникают остаточные деформации. Таким образом, теплостойкость по Мартенсу характеризует стабильность формы при повышенных температурах под нагрузкой.

Во многих случаях предельная рабочая температура определяется не степенью деформации материала, а другими факторами, зависящими от условий работы детали, например падением диэлектрических качеств с повышением температуры. Для деталей, работающих без нагрузки и при незначительных нагрузках, предельной рабочей температурой можно считать температуру, при длительном воздействии которой появляются признаки теплового перерождения материала. Эта температура может быть значительно выше температуры теплостойкости по Мартенсу.

Теплостойкость реактопластов определяют по потере массы образца при длительном нагреве при определенной температуре.

Существенным недостатком пластмасс как конструкционного материала является малая твердость (в среднем НВ 10—30) и низкие прочностные характеристики.

Предел прочности (разрушающие напряжения) на разрыв большинства пластмасс 50—100 МПа. При введении волокнистых, тканевых и слоистых наполнителей предел прочности повышается до 200—300 МПа. Наивысшей прочностью обладают пластмассы с наполнителем из стекловолокна (стекловолокнисты) и стеклотканей (стеклотекстолиты), предел прочности при разрыве которых составляет 400—500 МПа, т. е. сравним с прочностью углеродистых сталей.

Другой недостаток пластмасс — низкое значение модуля упругости, обуславливающее малую жесткость изделия. Модуль нормальной упругости у большинства пластмасс $E = (1 \div 3) \cdot 10^3$ МПа. Введение наполнителей повышает модуль упругости до $(7 - 10) \cdot 10^3$ МПа. У стекловолокнистых и стеклотекстолитов $E = (1,5 \div 3,0) \cdot 10^4$ МПа, что все же в 8—15 раз меньше модуля упругости стали.

Ударопрочность пластмасс незначительна. Удельная ударная вязкость a_n большинства пластмасс равна 0,01—0,03 МДж/м² и только отдельных пластмасс (тетрафторэтилена, поликарбоната, капрона, а также стекловолокнистой) достигает 0,1—0,3 МДж/м².

Недостатком почти всех пластмасс является малая стабильность формы, обусловленная малой жесткостью, мягкостью (изменение формы под действием внешних нагрузок), высоким значением коэффициента линейного расширения (изменение размеров при колебаниях температуры), быстрым размягчением при повышении температуры (у термопластов). Многие пластмассы набухают в воде, керосине, бензине и минеральных маслах. Некоторые пластмассы (политетрафторэтилен) отличаются свойством хладотекучести (ползучести). Под действием сравнительно небольших напряжений (2—5 МПа) такие пластмассы приходят в состояние текучести даже при умеренных температурах (20—60 С) и неограниченно изменяют размеры, пока действует нагрузка.

К недостаткам пластмассовых изделий следует отнести также сильное влияние режима формирования на их прочностные характеристики. Отклонения от технологического режима приводят к рассеиванию прочностных характеристик в пределах одной и той же партии из-

делий. У деталей сложной формы наблюдается рассеивание прочностных характеристик из-за неоднородности структуры, обусловленной различием условий формирования и отверждения пластмассового материала в различных участках детали.

Большинство пластмасс при длительном воздействии повышенных или низких температур, а также при многократных резких колебаниях температуры постепенно утрачивают первоначальные свойства, теряя прочность и становясь хрупкими. Длительное облучение ультрафиолетовыми лучами (прямой солнечный свет) делает пластмассы хрупкими; окрашенные пластмассы выцветают.

Светостойкость и устойчивость к атмосферным воздействиям пластмасс в некоторой степени можно повысить введением специальных стабилизирующих добавок. Отдельные разновидности пластмасс (например, тетрафторэтилен) обладают полной устойчивостью к атмосферным воздействиям.

Композиционные пластмассы. Синтетические смолы применяют в чистом виде или с наполнителями. Наполнители вводят в виде порошков, волокон, тканей, слоистых материалов. Содержание наполнителей в изделии колеблется в пределах 20–60% по массе.

Порошкообразные наполнители вводят в состав пресс-порошков, применяемых для прессования фасонных изделий. В качестве наполнителей применяют древесную муку, каолин, молотый кварц, слюду, графит, металлические порошки и т. д. Связующим служат чаще всего фенолоформальдегидные смолы. В последнее время применяют пресс-порошки на основе аминопластов.

Введение каолина повышает прочность и вязкость, асбеста – теплостойкость, слюды и кварцевой муки – диэлектрические качества. Металлические порошки повышают теплопроводность и увеличивают прочность; порошкообразный графит улучшает антифрикционные качества.

Волокнистые наполнители (хлопковые очесы, стеклянное волокно) применяют для увеличения прочности и ударной вязкости. Наибольшее распространение среди волокнистых пластиков получили стекловолокниты, представляющие собой композицию отверждающих синтетических смол со стеклянными волокнами толщиной 5–10 мкм, обладающими большой прочностью и высоким модулем упругости. Введение стекловолокна повышает прочность пластиков в 3–4 раза.

Волокна могут быть рублеными или непрерывными, с беспорядочным или ориентированным расположением.

Максимальной прочностью обладают стекловолокниты с ориентированным волокном (стекловолокнистые анизотропные материалы СВАМ). Однако им присуща резкая анизотропия свойств: прочность в направлении волокон в 2–3 раза превышает прочность поперек волокон.

В качестве связующих применяют фенолоформальдегидные смолы, эпоксиды, полисилоксаны.

Стекловолокниты применяют для изготовления силовых оболочковых конструкций – корпусов легких судов, кабин, вагонеток, кузовов автомобилей. Из стекловолокнитов с ориентированным волокном изготавливают высокопрочные плиты и трубы.

Для изготовления изделий, от которых требуется повышенная теплостойкость, применяют асбестоволокниты – композиции синтетических смол с асбестовым волокном.

Максимальной теплопроводностью обладают волокниты на основе полисилоксановых смол с кварцевым волокном.

Текстолиты получают горячим прессованием уложенных правильными слоями полотниц хлопчатобумажной ткани, пропитанных отверждающимися синтетическими смолами.

В качестве связующих для текстолитов чаще всего применяют фенолоформальдегидные смолы с поливинилацетатом, с полисилоксаном, с эпоксидной смолой.

Слоистые пластики представляют собой опрессованные композиции синтетических смол со слоистыми наполнителями – крафт-бумагой (гетинакс), древесным шпоном (древесно-слоистые пластики ДСП). В качестве связующего чаще всего применяют фенолоформальдегидные смолы. Наибольшее распространение в этой группе пластиков получили древесно-слоистые пластики, применяемые в качестве отделочного материала в строительстве, а также для изготовления силовых оболочковых конструкций. Плотность ДСП равна $(1,3–1,5)10^3$ кг/м³, прочность на растяжение 200–300 МПа; удельная ударная вязкость 0,1–0,2 кДж/м², модуль упругости $(15–20)10^3$ МПа; теплостойкость 140–160 °С; водопоглощаемость 5–10%.

Из ДСП изготавливают лопасти вентиляторов, воздушных винтов, лопасти первых ступеней аксиальных компрессоров, а также подшипники, выдерживающие большие нагрузки при умеренных и средних окружных скоростях.

Пористые пластики представляют собой вспененные смолы с равномерным распределением в состав формируемых синтетиков газообразователей (порофоров) – веществ,

выделяющих при температуре формования большие количества инертного газа. В качестве газообразователя чаще всего применяют углекислый аммоний. Равномерное распределение пор обеспечивают введением эмульгирующих добавок. Поры составляют от 80 до 98% объема пластика. Степень пористости и размер пор зависят от количества вводимых порофоров и эмульгаторов, от свойств исходных смол и от режима формования.

В зависимости от характеристик исходной смолы пористые пластики могут быть жесткими или эластичными. К первым относятся пористые пластики на основе терморезистивных смол (фенолоформальдегиды, аминопласты) и отверждающихся полимеров.

Эластичные пористые пластики изготавливают на основе эластичных термопластов (поливинилхлориды, полиолефины). Упругие характеристики пористых пластиков можно регулировать совмещением смол различных свойств.

Особенностями пористых пластиков являются малая плотность $(0,2-0,3)10^3$ кг/м³, весьма низкая теплопроводность $(0,36-0,72)10^{-4}$ Вт/(м·°С) и высокие тепло- и звукоизоляционные свойства. Прочность пористых пластиков более низкая, чем у массивных пластиков, притом в тем большей мере, чем больше пористость.

Различают две разновидности пористых пластиков: с преимущественно замкнутыми газонаполненными и с преимущественно открытыми, сообщающимися между собой порами. Первые называют пенами (или пенопластами), вторые — губками (или поропластами).

Пенопласты обладают более высокой прочностью, стойкостью и более высокими тепло- и звукоизоляционными свойствами, более устойчивы к воздействию различных атмосфер, чем поропласты.

Поропласты из эластичных полимеров применяют главным образом в качестве амортизирующего материала, для изготовления мягких сидений, для упругой подвески приборов и т. д.

Пенопласты используют главным образом в строительстве в качестве тепло- и звукоизолирующего материала. Пенопласты этого типа изготавливают в виде готовых плит и блоков, на основе полистирола и поливинилхлоридов. Теплостойкость их равна 60–80°С.

Пенопласты используют для заполнения оболочковых конструкций с целью увеличения их прочности и жесткости. Широкое применение получили пенопласты в самолетостроении для заполнения полостей отсеков, обтекателей,

элементов оперения, роторов вертолетов, поплавков гидросамолетов и т. д. Обеспечивая связь между стенками конструкции, пенопластовое заполнение способствует равномерной передаче рабочих нагрузок на силовые оболочки, резко увеличивает жесткость и устойчивость конструкций и позволяет сократить число внутренних металлических связей (нервюры и стрингеров), а во многих случаях совершенно исключить их.

Для изготовления оболочковых конструкций обычно применяют самовспенивающиеся пластики в виде полужидких смесей смол с порофорами, эмульгаторами и отвердителями. Смесью заливают в полость между стенками конструкции и подвергают нагреву, в результате чего происходит вспенивание и отверждение пластика. Самовспенивающиеся массы для оболочковых конструкций должны обладать высокой адгезией к металлу, прочностью и жесткостью. Так как прочность пенопластов зависит от степени пористости, применяют пористость не выше 80–90% [плотность $(0,2-0,3)10^3$ кг/м³].

Самовспенивающиеся пластики изготавливают преимущественно на основе фенолоформальдегидных смол и фенолокаучуковых композиций. Применяют также пластики на основе полиуретанов и полисилоксанов. Теплостойкость полисилоксановых пенопластов достигает 150 С.

Для создания легких, прочных и жестких конструкций применяют также сотопласты, получаемые соединением тисенных по форме пчелиных сот хлопчатобумажных или стеклянных тканей, пропитанных терморезистивными или отверждающимися смолами. Размеры сот 8–12 мм.

Наибольшей прочностью и жесткостью обладают металлические соты, получаемые склеиванием тисенной фольги из алюминиевых или магниевых сплавов, предварительно покрытой пленкой из фенолнеопреновых клеев или клеев из модифицированных эпоксидов. Эти же клеи служат для присоединения к сотам покровных оболочек.

Механическая обработка большинства пластмасс затруднительна, так как присущая им износостойкость вызывает быстрое затупление режущего инструмента. Изделия из пластмасс обрабатывают твердосплавными или алмазным инструментом при высоких скоростях резания и малых подачах. По качеству поверхности и прочности механически обработанные изделия уступают прессованным и литым.

Таким образом, изделия из пластмасс — это преимущественно изделия массового производства, где оправдано применение дорого-

стоящих пресс-форм, прессового оборудования и литейных машин. Единичное изготовление изделий из пластиков непроизводительно и невыгодно. Исключение составляет лишь процесс изготовления крупногабаритных оболочковых конструкций из стекловолоконных пластиков. Этот процесс плохо поддается механизации и осуществляется в индивидуальном порядке с применением ручного труда.

Положительной особенностью пластмасс является легкость включения **металлической арматуры** при прессовании или литье под давлением. Это обеспечивает возможность создания **пластико-металлических** конструкций.

Многие пластмассы (аминопласты, полистиролы, поливинилхлориды, полиметилметакрилаты) в исходном состоянии прозрачны или имеют белый цвет и хорошо поддаются окраске.

Области применения пластмасс. Пластмассы — важнейшие конструкционные материалы современной техники. Основные области применения — это электротехника, радиотехника и химическое машино- и приборостроение.

Износостойкие пластмассы типа полиамидов и полиолефинов применяют для изготовления направляющих прямолинейного движения в металлорежущих станках. При условии защиты от абразивных веществ (металлических опилок, пыли, грязи и т. д.) пластмассовые направляющие могут длительно работать даже в условиях малой смазки.

Низкие механическая прочность и жесткость, малая стабильность формы — факторы, ограничивающие применение пластмасс для силовых деталей. Для таких деталей главным образом используют стеклопластики. Из них делают крупногабаритные конструкции оболочкового типа.

Пластмассы применяют для изготовления сепараторов подшипников качения. Сепараторы непосредственно отпрессовывают или же отшлифовывают под давлением. Конечная отделка состоит только в удалении заусенцев, причем их удаляют не механически (остающиеся мелкие частицы могут повредить подшипник при эксплуатации), а другими способами, из которых наиболее приемлемым является обжигание пламенем. Сепаратор должен иметь устойчивые размеры, и поэтому производят так называемую стабилизацию материалов (кипячение в масле и т. п.).

Ранее для изготовления сепараторов применяли только слоистые пластики с тканевым наполнителем (текстолиты). В настоящее время применяют главным образом тефлон (политетрафторэтилен), иногда пористый тефлон,

который после пропитки маслом становится самосмазывающимся. Широко распространены сепараторы подшипников с тонкослойным антифрикционным покрытием из пластмасс. Толщина покрытия не должна превышать 0,3 мм. Чтобы понизить трение, пластмассы, применяемые для сепараторов, обычно наполняют графитом или двусернистым молибденом.

СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Листы и плиты из термопластов чаще всего изготавливают **каландрированием** — вальцеванием на многовалковых прокатных станках. Вальцеванием на профильных валках изготавливают также гофрированные листы для сотопластов. Фасонные изделия из листов получают прессованием в матрицах жестким или упругим пуансоном (воздухонаполненным резиновым мешком).

Широкое применение получил способ пневматического и вакуумного формования. При пневматическом формовании листовую заготовку, нагретую до пластического состояния, зажимают по периметру матрицы, после чего давлением сжатого воздуха осаживают заготовку на матрицу. При вакуумном формовании внутри матрицы создают вакуум, в результате чего заготовка втягивается в матрицу, облегая ее поверхность. Таким способом изготавливают фасонные крышки, открытые резервуары, обтекатели и другие тонкостенные изделия.

Прессование

Прессование применяют для изготовления фасонных изделий из реактопластов и отверждаемых термопластов. Исходным материалом служат таблетки, гранулы, крошка; для изделий с порошковыми наполнителями — пресс-порошки. Процесс осуществляют в пресс-формах, состоящих из матрицы и пуансона. Формовка производится при повышенной температуре (пресс-формы нагревают), обеспечивающей отверждение материала. В матрицу засыпают мерное количество предварительно подогретого пресс-материала, после чего к пуансону прикладывают механическое или гидравлическое усилие и подвергают изделие кратковременной выдержке в форме под постоянным давлением, в результате чего происходит отверждение материала. Затем пуансон отводят; а затвердевшее изделие из матрицы удаляют выталкивателями.

Режимы формования (температура предварительного подогрева, температура и давление прессования, продолжительность выдержки)

зависят от рецептуры пресс-материала, от размеров и конфигурации изделия и подбираются опытным путем. Обычно температура предварительного подогрева 130–180 °С, температура прессования 200–220 °С, давление прессования 10–30 МПа, продолжительность выдержки 15–30 с.

В настоящее время применяют полностью автоматизированные многопозиционные роторные прессовые агрегаты с автоматическим высокочастотным подогревом, производительность которых 100 прессований в минуту и выше.

Точность размеров детали зависит от точности изготовления матрицы и пуансона, точности дозирования пресс-материала и от соблюдения режимов прессования.

Качество поверхности деталей высокое. При надлежащей отделке оформляющих поверхностей матрицы и пуансона (хромирование, полирование) можно получить поверхность шероховатостью $Ra = 0,080 \div 0,160$ мкм.

Литье под давлением

Литье под давлением применяют для формования термопластов. Исходный материал (гранулы, таблетки) подвергают нагреву до полного размягчения. Литьевая масса жидкотекучей консистенции подается в обогреваемый цилиндр, откуда выдавливается поршнем через литниковые каналы в охлаждаемые металлические формы. После охлаждения и затвердевания пресс-форма раскрывается, и отливки удаляются выталкивателями. Литники и заусенцы, образующиеся в полости разъема формы, обрубают и зачищают. Температура размягчения литьевой массы зависит от ее состава. Давление прессования 100–150 МПа. Температура формы 20–40 °С.

Литье под давлением более производительное и обеспечивает более высокое и равномерное качество изделий, чем прессование. Можно получить поверхность шероховатостью $Ra = 0,02 \div 0,04$ мкм.

Современные литьевые машины с многопозиционными формами, с полностью автоматизированным рабочим процессом имеют производительность до 200 отливок в минуту.

Для устранения внутренних напряжений и увеличения однородности структуры отливки подвергают нормализации: нагрев без доступа воздуха (обычно в минеральном масле) при 140–160 °С в течение 1,5–2 ч с последующим медленным охлаждением.

Экструзия

Экструзионное формование применяют для изготовления из термопластов прутков, труб, шлангов, плит, пленок, фасонных профилей

(поручней, плитусов и т. д.). Процесс осуществляется на шнековых прессах непрерывного действия (экструдерах). Литьевая масса подается через загрузочный бункер в обогреваемый цилиндр шнека, подхватывается витками шнека (в свою очередь подогреваемого) и перемещается вдоль цилиндра, подвергаясь перемешиванию и уплотнению. Уплотнение массы достигается уменьшением шага или высоты витков шнека. На выходном конце цилиндра устанавливают фильеру с отверстием, соответствующим форме поперечного сечения изделия. Отформованное изделие, выходящее непрерывным жгутом из фильеры, охлаждается. После затвердевания его режут на куски необходимой длины.

В последнее время для подогрева литьевой массы используют тепло, возникающее в результате трения массы о стенки цилиндра и витки шнека («адиабатическое экструдирование»). При этом методе упрощается конструкция пресса и повышается экономичность процесса.

Метод экструзии широко применяют для нанесения изолирующих оболочек на проводники, кабели и т. д. Проводники, подлежащие покрытию, подаются из бунта через центральное отверстие в шнеке и в фильере обволакиваются литьевой массой.

Для изготовления пленок на выходном конце пресса устанавливают угловую головку. Заготовка выходит из фильеры в виде тонкостенной трубы, поворачивается под углом 90°, раздувается сжатым воздухом до получения стенок необходимой толщины и поступает в клиновидный зазор между двумя бесконечными лентами, где сплющивается. Образующаяся двойная лента подается вытяжными валками на разрезание.

Из труб, получаемых экструзией, изготавлиют (методом раздува в формах) пустотелые изделия (флаконы, бутылки, фляги и пр.) Днище изделий заваривают.

Формование стеклопластов

Малогабаритные изделия из стеклопластов получают горячим прессованием в металлических формах. Для изготовления крупногабаритных изделий этот способ неприменим, так как требует мощного прессового оборудования и изготовления дорогостоящих и громоздких пресс-форм.

Крупногабаритные оболочковые конструкции чаще всего изготавливают методом набрызгивания на модель приведенного в вязкотекучее состояние пластика вместе со стеклянным волокном. Пластик и нарубленное волокно подают в нужной пропорции в распылитель.

Выходящую из распылителя струю наносят на модель до образования слоя нужной толщины.

Позитивные модели, воспроизводящие внутренний контур изделия, применяют в случаях, когда надо получить гладкую и точную внутреннюю поверхность. Негативные модели, воспроизводящие наружный контур изделия, применяют для получения чистой и точной наружной поверхности.

При изготовлении изделий из пластиков холодного отверждения модели делают из дерева, гипса, цемента, а также из терморезактивных пластиков. При горячем отверждении применяют металлические подогреваемые модели. Поверхность нанесенного на модель слоя уплотняют прикатыванием роликами или опрессовкой сжатым воздухом через эластичный чехол из термостойкой резины или упругого силикопласта. После отверждения поверхность изделия зачищают, грунтуют и покрывают отделочным синтетическим лаком.

Точность размеров изделий, получаемых методом набрызгивания, невелика. У крупногабаритных деталей разность в размерах может достигать нескольких миллиметров. Прочность таких изделий уступает прочности изделий, прессуемых под высоким давлением.

Для изготовления полых деталей, имеющих форму тел вращения (трубы, конусы и т. д.), применяют метод намотки на вращающуюся оправку непрерывных прядей стеклянного волокна, пропитанных синтетиком. Приделитель устанавливают на суппорте, совершающем возвратно-поступательное движение относительно оправки. Намотку обычно выполняют наперекрест несколькими слоями. Наматываемые слои уплотняют роликами.

При изготовлении высокопрочных плит с ориентированным волокном намотку производят на барабан большого диаметра, разрезают еще неотвердевшую обмотку по образующей, расправляют и подвергают прессованию в плоских или фигурных штампах.

Сварка пластмасс

Термопласты всех видов хорошо поддаются сварке. Высокоэластичные пластмассы (полиолефины, полиамиды, полиметилметакрилаты) сваривают контактной сваркой без применения присадочного материала. Тонкие листы и пленки сваривают внахлестку пропусканьем пленок между роликами, подогреваемыми электрическим током. Плиты, бруски и другие подобные изделия сваривают стык. Свариваемые поверхности сжимают под давлением 0,1–0,3 МПа; стык разогревают токами высокой частоты или ультразвуком. Прочность

сварного стыка близка к прочности самого материала.

Пластмассы меньшей пластичности (винилпласты, фторопласты) сваривают с применением присадочного прутка, полученного из того же материала, что и свариваемые детали, но с добавкой пластификатора. Соединяемые кромки разделяют для образования сварочной ванны. Сварку производят струей горячего воздуха. Прочность сварного шва составляет 70–80% прочности самого материала.

Разработаны также способы сварки терморезактивных и отверждающих пластмасс, а также стекловолоконитов.

Пластмассы хорошо склеиваются с помощью клеев, представляющих собой раствор данного полимера в соответствующем растворителе. Некоторые клеи (ацетат поливинила, фенолнеопреновые, на основе модифицированных эпоксидов и др.) обладают широкой универсальностью по отношению к склеиваемым материалам. Этими клеями можно склеивать пластмассы с металлом, стеклом, керамикой и т. д.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Правила конструирования пластмассовых деталей, изготавливаемых прессованием и литьем под давлением, близки к общим правилам конструирования литых и штампованных деталей. Основное внимание должно быть направлено на упрочнение изготовления дорогостоящих пресс-форм, увеличение производительности операций формования, а также на обеспечение равномерности свойств материала во всех частях детали и устранение внутренних напряжений. Следует добиваться получения деталей из формы в готовом виде, не требующих дополнительной механической обработки (за исключением удаления заусенцев).

Проектирование деталей следует начинать с того, что необходимо наметить плоскость разреза, определяющую конфигурацию детали, направление формовочных уклонов, расположение отверстий и размещение арматуры.

Как правило, форма должна иметь только одну плоскость разреза. Разъем по нескольким плоскостям усложняет конструкцию. Особенно нежелательны дополнительные разрезы в направлении, перпендикулярном к направлению основного разреза.

Для облегчения изготовления пресс-формам следует придавать наиболее простые формы (цилиндрические, конические и тому подобные, получаемые точением).

Изготовление фасонных форм сложных очертаний гораздо труднее, требует копирного фрезерования, а иногда и ручной обработки.

Доводку таких форм (полирование формующих поверхностей) выполняют электро- или гидрополированием.

Следует иметь в виду, что позитивные, т. е. выпуклые части формы, образующие внутренние поверхности детали, обрабатывать проще, чем негативные (гнезда матриц), образующие наружные поверхности детали. Поэтому все сложные профильные элементы детали рекомендуется переносить на внутренние поверхности, стараясь придать наружным поверхностям самые простые очертания.

Требования технологичности к конструкции деталей

Конфигурация детали должна обеспечивать легкое ее извлечение из формы. Недопустимы «подрезки» — местные выступы и углубления на наружных и внутренних боковых поверхностях, заставляющие вводить лишние разъемы, применять раздвижные формы (раскрывающиеся в направлении, перпендикулярном к направлению извлечения детали), вводить убирающиеся элементы, что сильно усложняет конструкцию пресс-форм и препятствует применению производительных блочных форм. Особенно нежелательны (а в мелких деталях совершенно недопустимы) подрезки на внутренних поверхностях.

Примеры нерациональных конструкций, требующих применения сложных пресс-форм, приведены на рис. 549—552. Там же показаны правильные конструкции, изготавливаемые в одноразъемных формах.

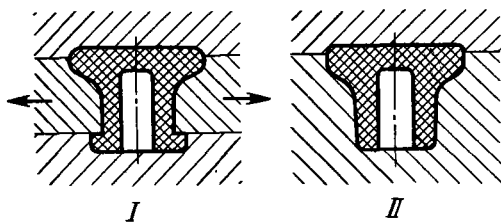


Рис. 549. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции ручки (конструкция I требует применения разъемной формы)

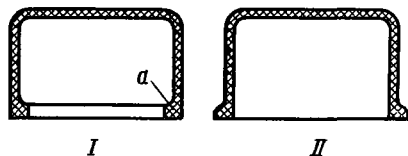


Рис. 550. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции (бург a требует подрезки)

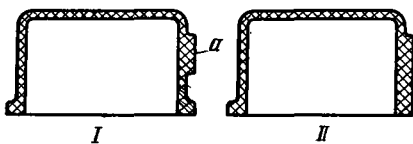


Рис. 551. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции (выступ a требует подрезки)

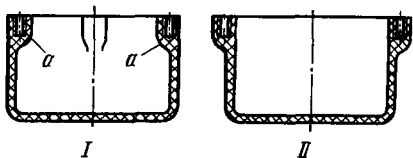


Рис. 552. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции (бобышки a требуют подрезки)

Следует избегать на внутренних и наружных поверхностях деталей углублений и канавок, параллельных плоскости разъема формы. Пример неудачной конструкции головки рукоятки приведен на рис. 553. Формовка детали в положении, показанном на рис. 553, I, невозможна; при формовке в положении, показанном на рис. 553, II, в канавке в плоскости разъема образуется трудноудаляемый заусенец.

Профильные поверхности рекомендуется располагать так, чтобы формующие поверхности можно было выполнить только в матрице. На рис. 554 изображена рифленая головка рукоятки. При формовке по схеме, приведенной

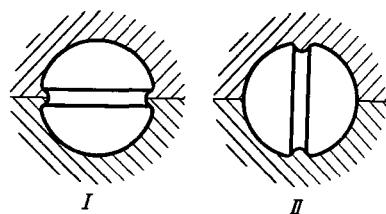


Рис. 553. К формовке деталей с кольцевыми канавками

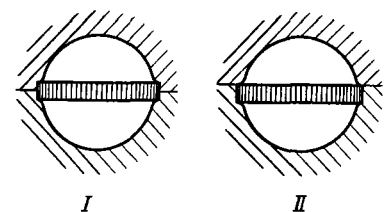


Рис. 554. Схемы формовки профильных элементов: I — неправильная; II — правильная

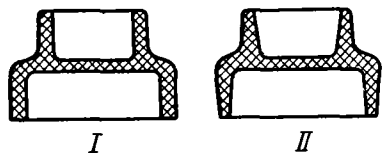


Рис. 555. Формовочные уклоны:

I — неправильная конструкция; *II* — правильная конструкция

на рис. 554, *I*, формующие поверхности приходится выполнять в обеих матрицах, что затрудняет изготовление форм. Обеспечить совпадение рифлений в обеих матрицах затруднительно; в плоскости разреза на рифлениях образуется трудноудаляемый заусенец. Правильная схема формовки показана на рис. 554, *II*.

Наружные и внутренние поверхности стенок должны быть выполнены с уклоном (рис. 555), обеспечивающим легкое выталкивание детали из формы.

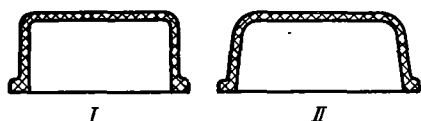
Исключение из этого правила представляют поверхности, которые по своему функциональному назначению нуждаются в строгой прямолинейности, например поверхности зубьев шестерни, выполняемые, как правило, параллельно направлению извлечения детали. Протяженность подобных поверхностей рекомендуется делать минимальной.

Минимальные значения уклонов стенок детали рядового назначения в зависимости от высоты h стенки следующие:

Высота
стенки,

мм	10	10—50	50—100	100—200	200
Уклон	1:10	1:20	1:50	1:100	1:200

Внутренние уклоны целесообразно делать большими, чем наружные, потому что при усадке деталь плотно сжимает формующие элементы, что затрудняет удаление детали с этих поверхностей. Лучше придавать стенкам определенный конструктивный уклон, выполняя детали, если это допускает конструкция, коническими, пирамидальными и т. д. (рис. 556). Чем больше конструктивные уклоны, тем легче удаляются детали и тем меньше внутренние напряжения, возникающие в стенках в результате усадки пластмассы при затвердевании.

Рис. 556. Детали без конструктивного (*I*) и с конструктивным (*II*) уклонами

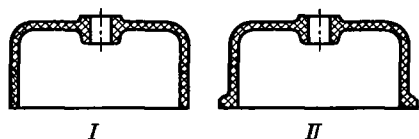
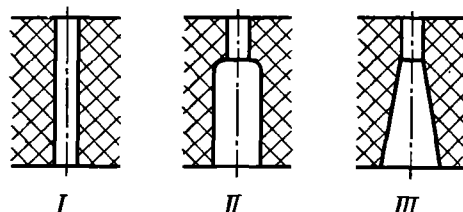
В конструкции деталей должны быть предусмотрены упорные поверхности под выталкиватели. Обычно в качестве упорных поверхностей используют следующие элементы конструкций: пластики, бобышки и т. д. В отдельных случаях приходится искусственно создавать упорные площадки диаметром 4—6 мм. Упорные площадки должны быть перпендикулярны к направлению выталкивания детали.

Для мелких деталей наилучшее расположение упорных площадок — в центре детали. На деталях большой протяженности (крышки, щитки и т. д.) следует предусматривать несколько упорных площадок, расположенных симметрично по периферии. Площадки должны быть расположены в узлах жесткости детали или усилены ребрами, чтобы исключить деформацию и поломку детали при выталкивании.

Отверстия. Отверстия в пластмассовых деталях оформляются стержнями, закрепленными в форме.

При конструировании отверстий необходимо соблюдать следующие правила. Следует избегать расположения отверстий перпендикулярно или под углом к направлению разреза пресс-формы (рис. 557), так как в этом случае усложняется конструкция пресс-формы (стержни приходится удалять до извлечения детали из формы). В отдельных случаях выгодно выполнять поперечные отверстия механической обработкой.

Длина отверстий (сквозных и глухих) не должна превышать трех — пяти диаметров отверстия. Минимально допустимый диаметр отверстий 0,8—1,0 мм.

Рис. 557. Перпендикулярное (*I*) и наклонное (*II*) расположение отверстий к направлению разреза формыРис. 558. Неправильная (*I*) и правильные (*II*, *III*) формы отверстий

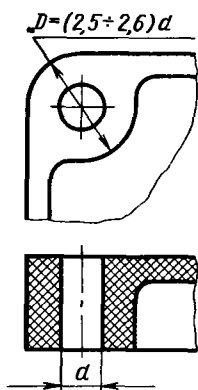


Рис. 559. К определению толщины стенок бобышек

ложной стороне отверстия делает разъем формы практически невозможным.

Резьбовые отверстия. Следует избегать формирования резьбовых отверстий непосредственно в детали. Такие резьбы требуют применения вывертывающихся стержней, что усложняет конструкцию формы и замедляет операцию раскрытия формы. Кроме того, резьбы, выполненные в детали, непрочны, быстро изнашиваются и сминаются в эксплуатации при многократном отвертывании-завертывании. Длину нарезных отверстий следует делать равной не менее 2,5–3 диаметрам резьбы.

На торце резьбовых отверстий следует делать заходные фаски или выборки (рис. 562).

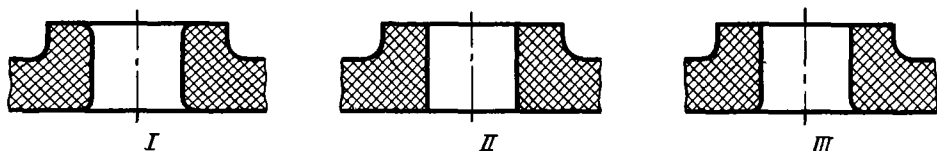


Рис. 560. Неправильная (I), правильная (II) и допустимая (III) формы отверстий

Для увеличения жесткости стержни (особенно длинные малого диаметра) целесообразно утолщать на возможно большей длине, ограничивая протяженность отверстия заданного диаметра строго необходимым минимумом (рис. 558).

Стенки бобышек с отверстиями следует выполнять достаточно массивными, во избежание разрыва стенок при усадке (рис. 559).

Сопряжение стенок отверстий с торцевой поверхностью обычно выполняют под прямым углом, без галтелей и фасок (рис. 560, II и 561, II), усложняющих конструкцию стержней. Галтели и фаски допустимы лишь на той стороне отверстия, где стержень крепится к форме (рис. 560, III, 561, III).

Введение галтелей и фасок на противопо-

Вообще же целесообразнее выполнять резьбы под крепежные винты в металлических фторках, заформовываемых в изделие.

В ряде случаев оказывается возможным перенести резьбовое отверстие из пластмассовой детали на сопряженную с ней металлическую деталь. Примером может служить изображенный на рис. 563 узел крепления ручки к металлическому стержню. В конструкции на рис. 563, I резьба выполнена в ручке; в конструкции на рис. 563, II, III, резьба нарезана в стержне; отверстие в ручке сделано гладким. Конструкция на рис. 563, III имеет то преимущество, что отверстие под крепежный винт направлено перпендикулярно к плоскости разъема формы и, следовательно, может быть отформовано неподвижным стержнем.

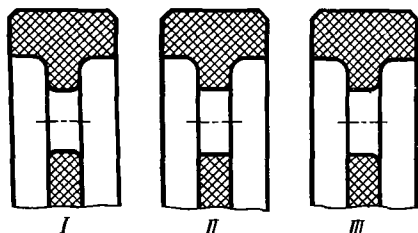


Рис. 561. Формы отверстий:

I — неправильная (с галтелями на обоих торцах); II — правильная (без галтелей); III — допустимая (галтель расположена со стороны крепления стержня в форме)

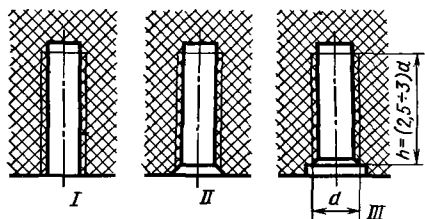


Рис. 562. Формы резьбовых отверстий:

I — неправильная с выходом витков резьбы на поверхность детали; II, III — правильные с заходной фаской и выборкой

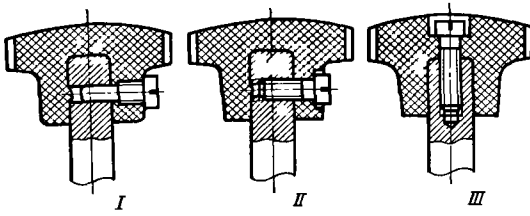


Рис. 563. Крепления ручки на стержне:
I – неправильное; II, III – правильные

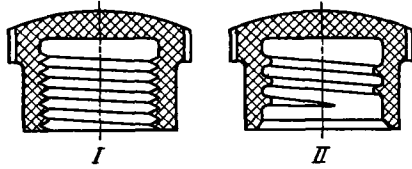


Рис. 564. Резьба в навертном колпачке:
I – неправильная; II – правильная

У навертных пластмассовых деталей типа пробок, колпачков и т. д. резьбу следует выполнять с большим шагом и с минимальным числом витков. Целесообразно придавать виткам скругленный профиль (рис. 564). Витки резьбы не должны выходить на торец детали; резьбовое отверстие должно быть снабжено заходной фаской или выборкой. Первый (по ходу наворачивания) виток должен быть сведен на нет.

Толщина стенок. Главное условие получения одинаковой структуры и физико-химических свойств пластмассы в различных частях детали – это равномерность заполнения формы и одновременность отверждения всех участков детали. Следует избегать местных массивов и утолщений (рис. 565–568). Стенкам детали необходимо придать по возможности одинаковую толщину. Практически установлено, что разностеиность детали не должна превышать 1:3. Переходы между стенками различной толщины должны быть плавными (рис. 569).

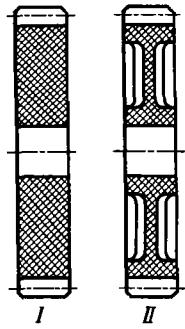


Рис. 565. Конструкция шестерни:
I – неправильная; II – правильная

Для улучшения заполнения формы сопряжения взаимно перпендикулярных или наклонных стенок следует выполнять по максимальному, конструктивно возможному радиусу (рис. 570).

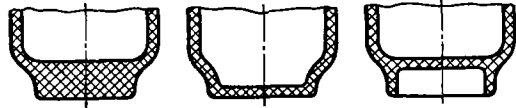


Рис. 566. Пример устранения местного утолщения

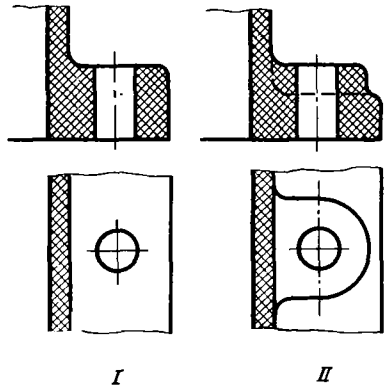


Рис. 567. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции бобышки

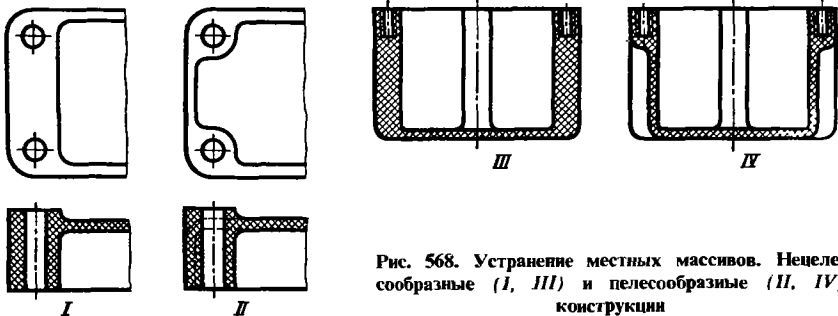


Рис. 568. Устранение местных массивов. Нецелесообразные (I, III) и целесообразные (II, IV) конструкции

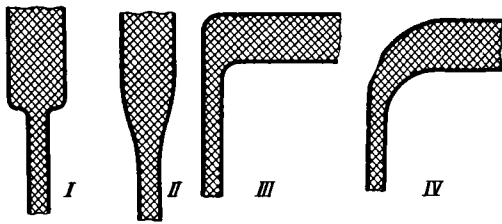


Рис. 569. Сопряжения стенок различной толщины: I, III — неправильные; II, IV — правильные

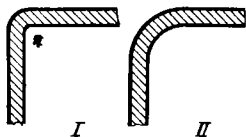


Рис. 570. Сопряжение стенок под углом: I — неправильное; II — правильное

Толщина стенок должна быть средней. Увеличение толщины стенок сверх известного предела вызывает неоднородность структуры материала поперек стенки и ослабляет деталь. Ориентировочно среднюю толщину стенок фасонных деталей можно определять по формуле $s = (0,25 - 0,50) \sqrt{L}$, где L — максимальный габаритный размер детали, мм (рис. 571).

Оребрение. Увеличения прочности и жесткости деталей следует добиваться не утолщением стенок, а целесообразным оребрением детали. При конструировании ребер необходимо придерживаться следующих правил. Тол-

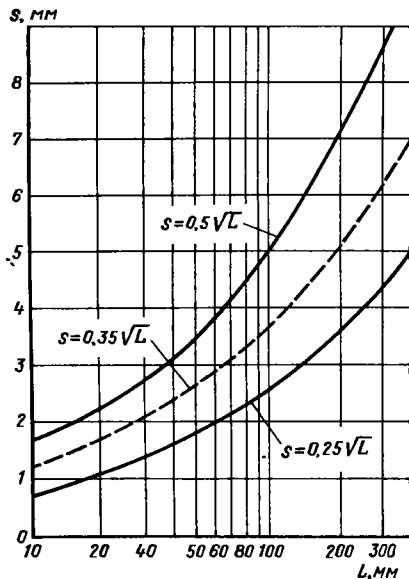


Рис. 571. К определению средней толщины стенок фасонных изделий

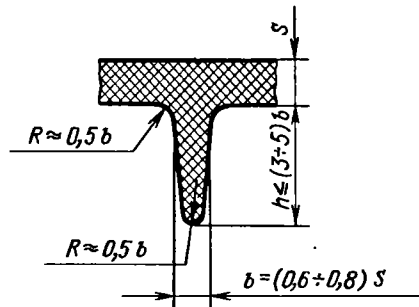


Рис. 572. К определению размеров ребер

щина ребер должна быть равна 0,6–0,8 толщины стенок, однако (в мелких деталях) не менее 0,8–1,0 мм. Высота ребер не должна превышать трех–пяти толщин ребра. Поверхность ребер следует выполнять с уклоном в сторону разбега формы. Ребра должны быть соединены со стенками плавными галтелями. Верхушка ребер должна быть закруглена.

Рекомендуемые конструктивные соотношения для ребер приведены на рис. 572.

Участки перегиба ребер, а также участки присоединения к стенкам должны быть выполнены с галтелями (рис. 573).

Во всех случаях следует предпочитать внутренние ребра, формирующие поверхности которых сравнительно просто изготавливают обработкой внутренних, выпуклых частей формы профильными дисковыми фрезами. Наружные ребра требуют фрезерования гнезд матрицы, что вызывает большие, а иногда непреодолимые затруднения. Подчас формирующие поверхности под наружные ребра могут быть обработаны только ручным инструментом. Просто выполняются в матрице только

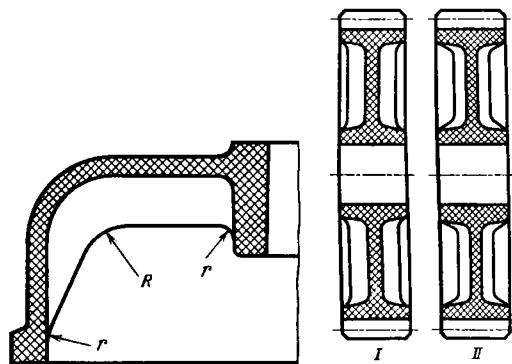


Рис. 573. Конструкция ребра с перегибом

Рис. 574. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции детали с ребрами

формирующие поверхности кольцевых ребер, обрабатываемые точением.

Ребра должны быть прямолинейными в плане. Спиральные ребра усложняют изготовление формирующих поверхностей, которые могут быть обработаны только крайне непроизводительным копирным фрезерованием.

При расположении ребер необходимо учитывать, что при отверждении и охлаждении ребра усаживаются и после извлечения из формы детали стягивают ее стенки. Поэтому следует избегать соединения ребрами частей детали, нуждающихся в точных размерах, например венцов шестерен. Усадка связующих ребер вызывает волнистость венца. В таких случаях целесообразно применять невысокие ребра переменного профиля (рис. 574), обладающие повышенной податливостью.

Галтели. Наружные и внутренние углы изделий должны быть выполнены по радиусу (рис. 575). Наружные углы изделия, формируемые входящими углами гнезда матрицы, следует выполнять по радиусу R , согласованному с диаметром пальцевых фрез, применяемых для фрезерования гнезда в матрице. Минимальный радиус закругления $R = 2 \div 3$ мм. Радиус закруглений должен быть тем больше, чем глубже гнездо. Иначе пальцевые фрезы получаются недостаточно жесткими, что заставляет применять при фрезеровании малые скорости резания и малые подачи.

Для уменьшения номенклатуры обрабатываемого инструмента целесообразно применять единый радиус для всех переходов подобного типа или во всяком случае сводить к минимуму число различных радиусов.

Гнезда с острыми входящими углами типа тех, что изображены на рис. 576 (I, II, III), можно изготовить только прошиванием или строганием (для чего нужно предусмотреть выход стружки) или при помощи электроискровой обработки.

Внутренние, входящие углы изделия, формируемые наружными углами позитивных (вы-

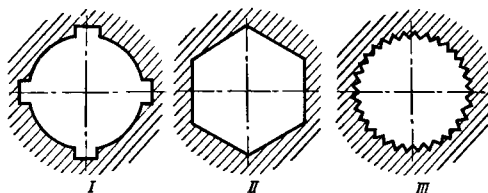


Рис. 576. Примеры трудновыполнимых форм матрицы

пуклых) частей формы, могут быть выполнены с малыми радиусами закругления (см. рис. 575) и даже острыми, поскольку обработка формирующих поверхностей на позитивных частях формы не представляет затруднений. Однако и здесь для равномерного заполнения формы и для уменьшения концентрации напряжений при усадке, а также под действием рабочих нагрузок целесообразно применять наибольшие, допускаемые конструкцией радиусы закруглений. Радиус закруглений не должен быть меньше 0,5 мм.

Соприжения наружных горизонтальных поверхностей изделия с вертикальными должны быть также выполнены по радиусу. Следует помнить, что этот радиус определяет радиус заправки торца пальцевой фрезы, обрабатывающей торцовые и боковые поверхности гнезда матрицы.

Минимальный радиус (для мелких изделий) $R = 0,5$ мм; для средних и крупных изделий следует применять радиусы $R = 1 \div 3$ мм. Большие радиусы требуют применения пальцевых фрез с заправкой торца фрезы по сфере или тороиду с большим радиусом, что определяет диаметр фрезы, а следовательно, и радиус сопряжений вертикальных стенок друг с другом в плане.

Правило закругления наружных углов изделия имеет свои исключения. Следует выполнять под прямым углом сопряжения вертикальных и горизонтальных стенок поверхностей (рис. 577). Введение галтелей и фасок здесь усложняет конструкцию формы, заставляя выполнять на нижней части формы углубления

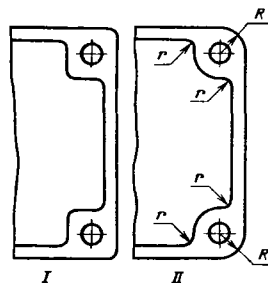


Рис. 575. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции детали

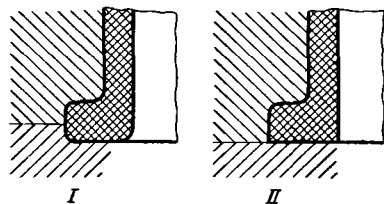


Рис. 577. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции поверхностей, выходящих на плоскость разреза формы

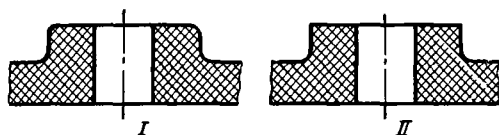


Рис. 578. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции привалочных поверхностей

с высотой, равной радиусу галтели (или катету фаски). Под прямым углом следует соединять вертикальные и горизонтальные стенки привалочных поверхностей (рис. 578), которые по своему функциональному назначению должны иметь вполне определенный наружный контур.

Надписи и знаки. Надписи, знаки, марки и т. д. на наружных поверхностях изделий следует делать выпуклыми (рис. 579). Углубленные формующие поверхности под выпуклые знаки

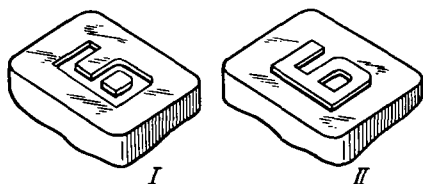


Рис. 579. Неправильное (I) и правильное (II) выполнение знаков на пластмассовых изделиях

изготавливаются в матрице сравнительно просто, тогда как изготовление в матрице выпуклых поверхностей под углубленные знаки весьма затруднительно.

Знаки следует располагать на поверхностях, параллельных плоскости разреза формы. Выпуклые знаки на боковых поверхностях детали требуют подрезки, препятствующей извлечению детали из формы.

Рифления. Детали ручного управления, а также навертные пробки и колпачки обычно имеют рифления под захват пальцами. Примеры рифленых деталей приведены на рис. 580, I — III.

На практике применяют рифления различных форм и размеров.

С целью упрощения изготовления формы необходимо соблюдать общие правила кон-

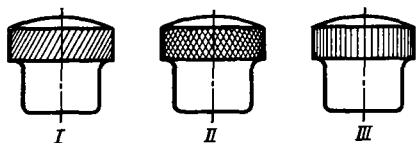


Рис. 581. Неправильные (I, II) и правильная (III) конструкции рифлений

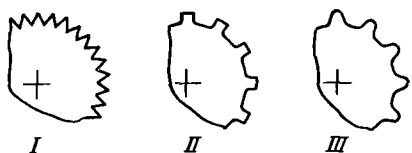


Рис. 582. Неправильные (I, II) и правильная (III) формы рифлений

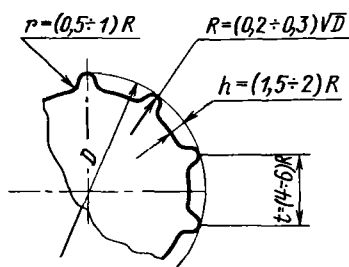


Рис. 583. К определению размеров рифлений

струирования рифлений. Рифления должны быть прямыми и расположены параллельно направлению извлечения детали (рис. 581, III). Косые и перекрестные рифления (рис. 581, I, II) недопустимы, так как трудно выполняются в форме и препятствуют извлечению детали из формы.

Профиль рифлений в плане рекомендуется делать закругленным (рис. 582, III) для облегчения изготовления формующих поверхностей матрицы.

Шаг рифлений должен быть максимальным, насколько это допускает условие удобной манипуляции деталью. Рекомендуемые размеры и форма рифлений приведены на рис. 583.

Армирование деталей

Пластмассовые детали нередко приходится армировать втулками, нарезными футорками, стержнями, штифтами и т. д. Металлическая арматура, заранее установленная в форме, при прессовании и отверждении пластмассы прочно соединяется с деталью.

Следует применять арматуру лишь в необходимых случаях, так как установка арматуры

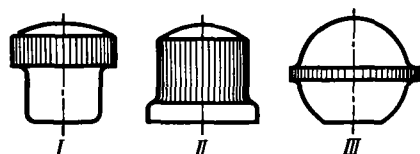


Рис. 580. Примеры рифленых деталей

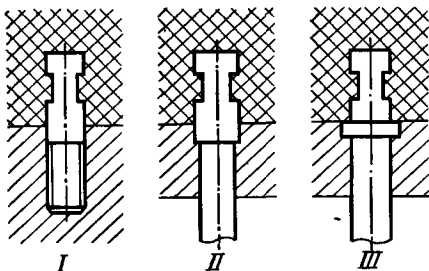


Рис. 584. Способы фиксации в форме армирующих стержней

усложняет конструкцию формы и снижает производительность.

При установке арматуры необходимо соблюдать ряд правил. Арматура должна быть зафиксирована в пресс-форме в поперечном и продольном направлениях. Детали типа стержней и штифтов центрируют в гнездах формы. Фиксация коротких стержней в осевом направлении осуществляется упором свободного конца стержня в днище гнезда (рис. 584, I). Длинные стержни (вроде прутков), выходящие за пределы формы, следует фиксировать буртиками, которые должны упираться в центрирующую выточку на входе в гнездо (рис. 584, II, III).

Детали типа втулок фиксируют на закрепленных в форме штырях, входящих в отверстие втулки. Нарезные втулки фиксируют штырями по внутреннему диаметру резьбы. Втулки, выступающие за пределы детали, можно фиксировать введением выступающих концов в гнезда формы.

Известные трудности вызывает фиксация арматуры в верхней полуформе, где фиксируемая деталь находится на весу. Во избежание

соскальзывания детали здесь приходится применять пружинные фиксаторы. Устанавливать арматуру в верхней полуформе не рекомендуется.

В формах с вертикальным разъемом указанные затруднения в значительной степени устраняются. Однако и в этом случае необходимо предупреждать случайный сдвиг арматуры с фиксирующих элементов.

Арматура должна при разьеме формы свободно сходиться с фиксирующих элементов. Оси арматуры должны быть перпендикулярны к плоскости разьема формы. Расположение деталей параллельно плоскости разьема или под углом к ней крайне усложняет конструкцию формы, требуя применения раздвижных форм или убирающихся фиксаторов.

При армировании деталей стержнями необходимо обеспечить свободную установку стержня в центрирующем гнезде и беспрепятственное его извлечение из гнезда при выталкивании детали. Диаметр свободной части стержня должен быть меньше диаметра центрирующей части гнезда. Применение изогнутых стержней недопустимо. В необходимых случаях стержни следует гнуть после формования.

Нежелательна формовка очень длинных стержней. Такие стержни лучше присоединять к детали, например, ввертыванием в резьбовую втулку, заформованную в деталь.

Арматура должна быть надежно закреплена в детали в осевом направлении и застрахована от поворота вокруг своей оси. Распространенные способы крепления стержней показаны на рис. 585, I—IX. Чаще всего применяют крепление с помощью рифленых поясков, разделенных кольцевой выточкой (рис. 585, IX). Конструктивные соотношения для этого крепления показаны на рис. 586. Нередко приме-

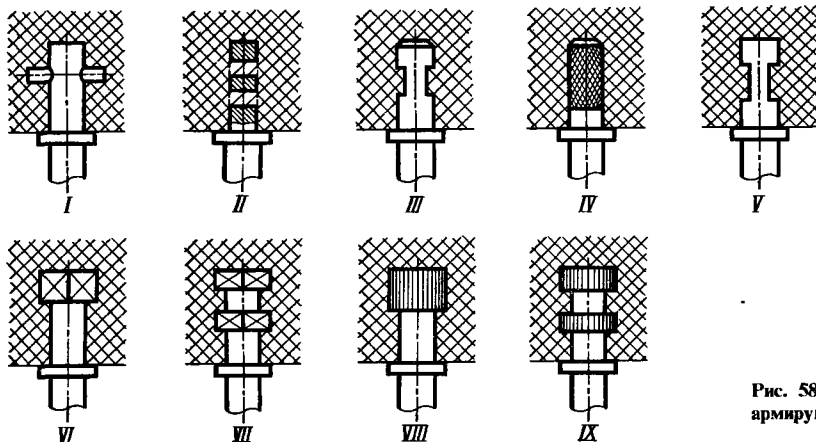


Рис. 585. Способы крепления армирующих стержней в деталиях

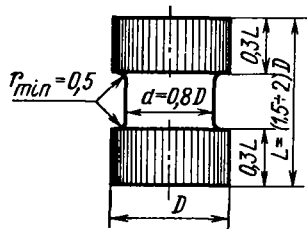


Рис. 586. К определению размеров крепления на рифленых поясах

няют более простое крепление с помощью двух отфрезерованных на стержне лысок (см. рис. 585, V).

На рис. 587, I – IX даны способы крепления арматуры, основанные на пластической деформации заформовываемого конца стержня. По простоте и производительности изготовления такой способ крепления выгоднее способов, приведенных на рис. 585, требующих механи-

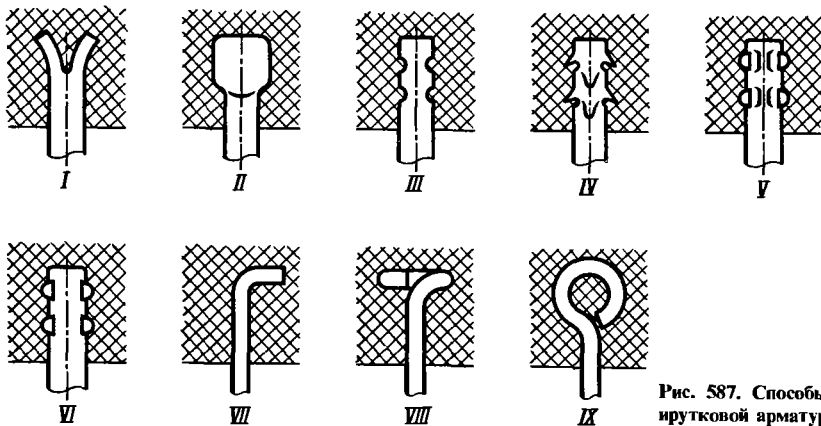


Рис. 587. Способы крепления шпильчатой арматуры в детали

ческой обработки. Однако они применимы только для стержней из пластичных металлов.

Из приведенных на рис. 587 способов наиболее целесообразен способ крепления

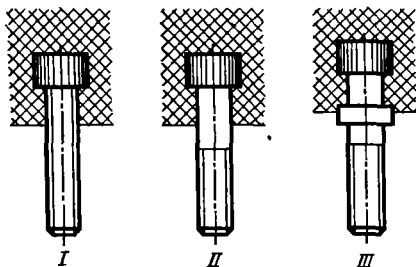


Рис. 588. Неправильный (I) и правильные (II, III) способы крепления нарезных стержней

с помощью выдавок на конце стержня (рис. 587, VI), получаемых простой и производительной операцией чеканки стержня в разъемном штампе.

При установке нарезных стержней следует избегать заформовки резьбы в деталь (рис. 588, I). На выходе из детали стержень должен иметь гладкий пояс (рис. 588, II) или, лучше, буртик (рис. 588, III).

Следует избегать разности фиксирующих элементов на большое расстояние друг от друга, например при заформовке стержней в длинные ручки (рис. 589, I). Вследствие усадки пластмассы при отверждении на участке между фиксирующими элементами возникают разрывающие напряжения. Поэтому лучше применять один фиксирующий элемент (рис. 589, II, III), обеспечивающий возможность усадки пластмассы вдоль гладкой части стержня.

На рис. 590, I – VI изображены способы крепления листовой металлической арматуры в пластмассовых деталях.

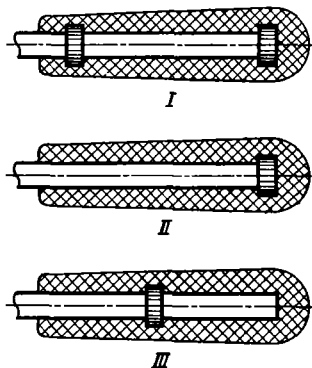


Рис. 589. Неправильный (I) и правильные (II, III) способы крепления длинных стержней

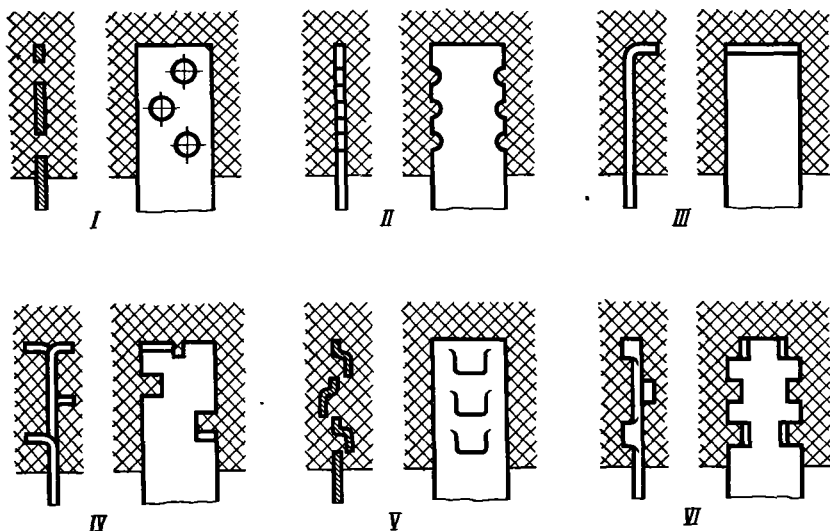


Рис. 590. Способы крепления листовой арматуры в детали

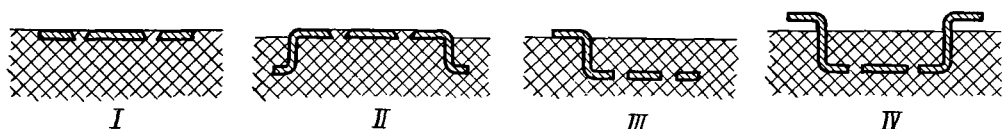


Рис. 591. Способы крепления листовой арматуры, расположенной параллельно поверхности детали

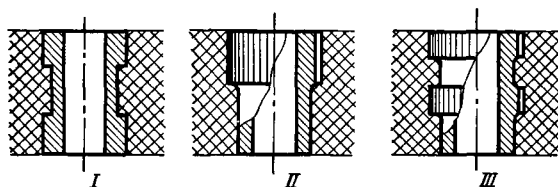


Рис. 592. Способы крепления втулок в изделии

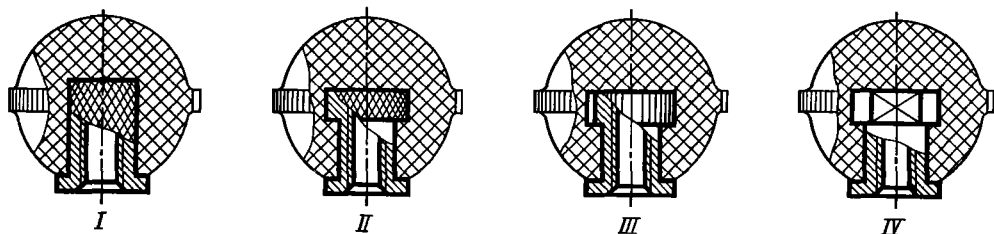


Рис. 593. Заделка нарезных втулок в сферические рукоятки

На рис. 591, I – IV показаны способы крепления листовой арматуры, расположенной параллельно поверхности детали. Арматуру типа втулок чаще всего крепят способами, изображенными на рис. 592, I – III. На рис. 593, I – IV показаны способы заделки втулок в сферические рукоятки.

Несквозные втулки и футорки должны иметь глухие отверстия (рис. 594, II, 595, II). В противном случае (рис. 594, I, 595, I) пластмасса при формовке затекает в открытое отверстие.

Следует избегать установки втулок и футорок торцом заподлицо с поверхностью изде-

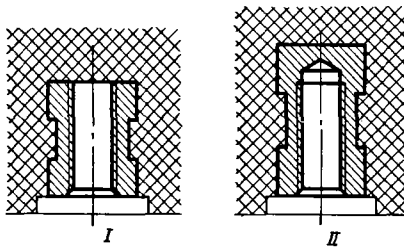


Рис. 594. Крепление несквозных втулок: I — неправильное; II — правильное

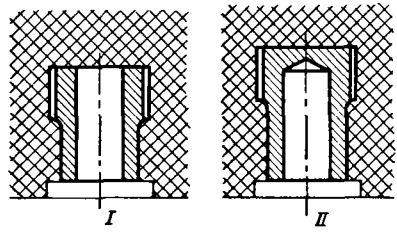


Рис. 595. Крепление несквозных нарезных футорок: I — неправильное; II — правильное

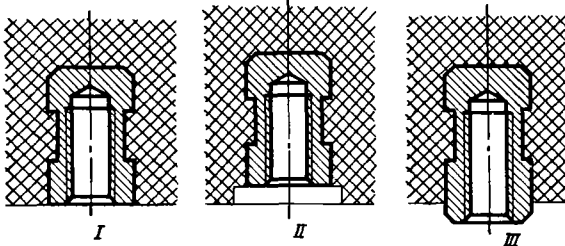


Рис. 596. Установка футорок в изделии: I — не рекомендуемая; II, III — рекомендуемая

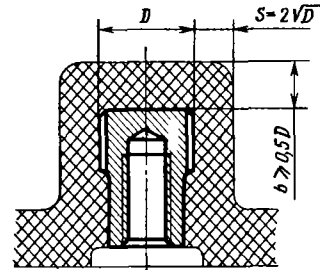


Рис. 597. К определению размеров армированной бобышки

ля (рис. 596, I), так как при прессовании под торец детали затекает пластмасса, образуя пленку, которую затем приходится удалять.

Лучше утапливать арматуру на 2–3 мм в изделие (рис. 596, II) или выпустить на столько же из изделия (рис. 596, III). Образование пленки предупреждают уплотняющим действием в первом случае цилиндрического пояса на центрирующем штыре, во втором — пояса на теле детали.

С целью исключения разрыва армированной бобышки при усадке ее стенки следует делать достаточно массивными. Толщину стенок можно определять из эмпирического соотношения $s = 2\sqrt{D}$, где D — диаметр арматуры в мм (рис. 597).

Основные правила конструирования

При конструировании пластмассовых деталей следует кроме технологических факторов учитывать механические свойства пластмасс: мягкость, малую жесткость, низкую прочность, а у реактопластов еще и хрупкость.

Пониженную жесткость пластмассовых деталей следует компенсировать оребрением (рис. 598), введением на свободных стенках реборд жесткости (рис. 599, I, II), приданием детали жестких сводчатых форм (рис. 600). Сводчатые формы деталей, подвергающихся при эксплуатации нагреванию, способствуют уменьшению напряжений, вызываемых теп-

ловым расширением и достигающих больших значений вследствие высокого коэффициента линейного расширения пластмасс.

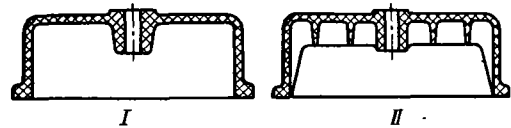


Рис. 598. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции детали

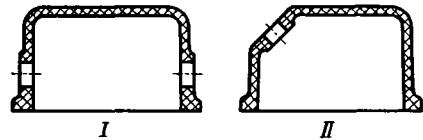


Рис. 599. Усиление детали ребордой

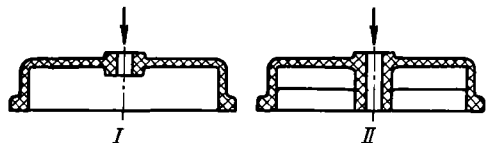


Рис. 600. Неправильная (I) и правильная (II) конструкции детали

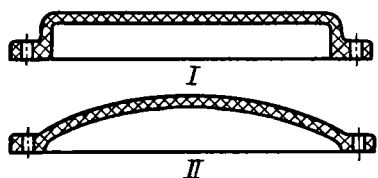


Рис. 601. Разгрузка детали от изгиба

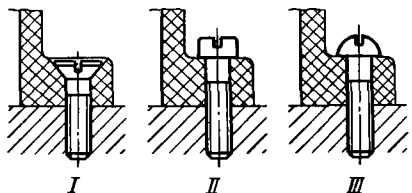


Рис. 605. Нерекомендуемый (I) и рекомендуемые (II, III) типы крепежных винтов

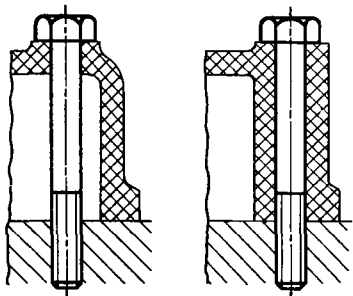


Рис. 602. Разгрузка детали от изгиба силой затяжки

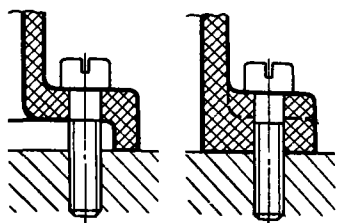


Рис. 603. Разгрузка фланцев от изгиба силой затяжки

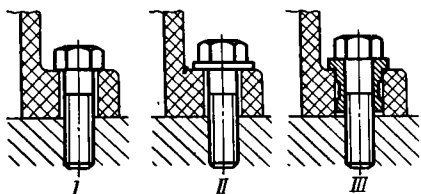


Рис. 604. Предупреждение смятия опорных поверхностей под головки крепежных деталей

Следует всячески стараться не нагружать детали изгибающими моментами, а заменять их более благоприятно действующими силами сжатия (рис. 601, I, II). Недопустимо нагружать детали изгибающими моментами от затяжки крепежных деталей (рис. 602, 603). Для устранения смятия опорных поверхностей, при силовой затяжке следует подкладывать под головки крепежных деталей опорные шайбы достаточно большого диаметра (рис. 604, II) или, лучше, армировать отверстия под крепежные детали втулками (рис. 604, III).

Нежелательно крепление пластмассовых деталей винтами с потайной конической головкой (рис. 605, I), которые при затяжке вызывают разрывающие напряжения в стенках отверстия. Кроме того, при затяжке таких винтов легко повредить отверткой гнездо под головку.

ПЛАСТМАССОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Пластмассовые зубчатые колеса применяют (в паре с металлическими шестернями) в передачах, несущих умеренные нагрузки (вспомогательные приводы, приводы приборов и т. д.). Передачи с пластмассовыми зубчатыми колесами отличаются бесшумностью, плавностью хода и (при правильно выбранной нагрузке на зубья) высокой долговечностью. Пластмассовые колеса могут работать при скудной смазке, а при небольших нагрузках и малых окружных скоростях — без смазки.

Пониженные прочность и твердость пластмасс ограничивают применение зубчатых колес из них в силовых передачах.

При ориентировочных расчетах можно исходить из условия, что удельная нагрузка не должна превышать 20–30 Н/мм для усиленных пластиков (тканевых и слоистых) и 15–20 Н/мм для пластиков без наполнителей. (Для сравнения укажем, что удельная нагрузка стальных колес с закаленным или азотированным зубом достигает 200 Н/мм, а в отдельных случаях 500 Н/мм.) Наряду с пониженной прочностью следует учитывать низкую теплопроводность пластиков, затрудняющую теплоотвод от поверхностей трения.

Таким образом, применение пластмассовых зубчатых колес в силовых передачах возможно только при малых окружных скоростях (тихоходные передачи), большом диаметре колеса и увеличенной ширине зуба.

Для изготовления зубчатых колес применяют преимущественно текстолит, древесно-слоистые пластики, капрон, нейлон и полиформальдегиды. Текстолитовые и древесно-слоистые колеса изготавливают механической обработкой: капроновые, нейлоновые и поли-

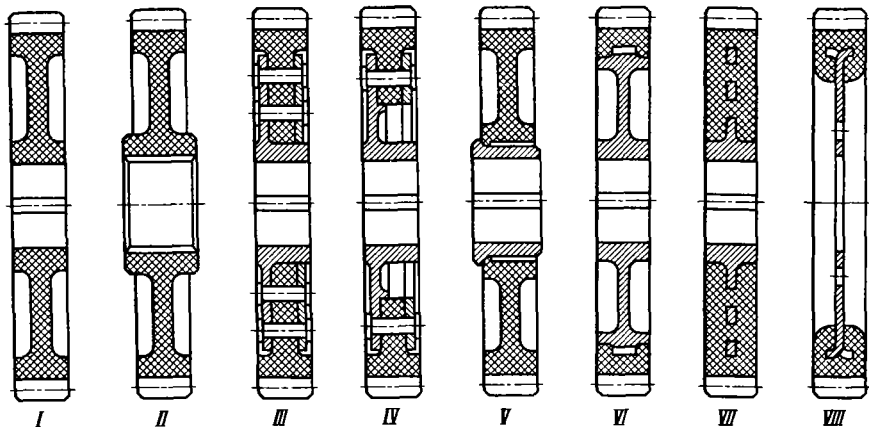


Рис. 606. Пластмассовые зубчатые колеса

формальдегидные колеса — литьем под давлением.

Условие прочности и долговечности колес из текстолита и древесно-слоистых пластиков состоит в том, чтобы слои ткани (или дерева) были направлены перпендикулярно к рабочим поверхностям зубьев.

На рис. 606 представлены способы крепления пластмассовых колес на валах. Установку колес непосредственно на валу с передачей крутящего момента шпонкой (рис. 606, I) применяют только для слабонагруженных колес из-за опасности разбивания соединения. При повышенных нагрузках целесообразно применять посадку на шлицах с увеличенным диаметром и длинной ступицы (рис. 606, II).

Прочнее и надежнее установка на дисковых ступицах (рис. 606, III, IV) с креплением колес к диску заклепками или болтами. Обязательна

установка под головки заклепок (а также под гайки и головки болтов) массивных подкладных шайб.

У литых зубчатых колес предусматривают посадочные пояса, армированные стальными втулками (рис. 606, V). Высокой прочностью и надежностью отличается конструкция на рис. 606, VI, где венец колеса запрессовывается на диск с рифленным поясом большого диаметра.

На рис. 606, VII показана конструкция колеса, запрессованного на дисковую ступицу с перфорациями. Легконагруженные зубчатые колеса (рис. 606, VIII) получают запрессовкой венца на диск, присоединяемый к валу болтами. Венец фиксируется на диске обычными способами, например лапками, отогнутыми в диске.

15. УПЛОТНЕНИЕ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Наиболее обширная область применения уплотнений в общем машиностроении — это герметизация входных и выходных валов машин. Уплотнения с одной стороны предупреждают утечку масла из корпуса машин, с другой — защищают внутренние полости корпуса от внешних воздействий (проникновения пыли, грязи и влаги извне). Это особенно важно для машин, работающих на открытом воздухе в соседстве с агрессивными средами.

Особенно ответственную роль играют уплотнения в машинах и агрегатах с полостями, содержащими химически активные вещества (химическое машиностроение) или пищевые продукты (пищевое машиностроение) и т. д. Надежная герметизация этих полостей является важным условием обеспечения работоспособности машин.

Другая область применения уплотнений — это герметизация полостей в машинах, содержащих газы и жидкости при высоких давлениях или под вакуумом. В роторных машинах (в паровых и газовых турбинах, центробежных и аксиальных компрессорах и т. д.) необходимо уплотнение вращающихся валов и роторов; в поршневых машинах — уплотнение возвратно-поступательно движущихся частей (поршней, плунжеров, скалок).

В поисках надежных решений конструкторы разработали большое число разнообразных систем уплотнений. Ниже описаны типовые конструкции уплотнений, применяемых в общем машиностроении. Эти конструкции лежат и в основе специальных решений. Все системы уплотнений можно разделить на два класса: контактные и бесконтактные.

В первом случае уплотнение достигается непосредственным соприкосновением подвижной и неподвижной частей уплотнений. К числу этих уплотнений относят сальники, манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и т. д.

Во втором случае контакт между частями уплотнения отсутствует. Уплотнительный эффект достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений и т. д. К числу этих уплотнений относят лабиринтные уплотнения, отгонные резьбы, отражательные диски, лопушки разнообразных типов и т. д.

Контактные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность соединений. Их недостатки (ограниченность допустимых скоростей относительного движения, изнашиваемость и потери уплотнительных свойств с износом) устраняют регулированием силы прижатия контактирующих поверхностей, рациональным подбором материала трущихся поверхностей, компенсацией износа с помощью упругих устройств.

В справочниках часто приводят допустимые значения скоростей для различных видов контактных уплотнений. Такой подход вряд ли можно считать правильным. Безопасные скорости определяются свойствами уплотняемой жидкости, условиями смазки, контактным давлением, материалом трущихся поверхностей, правильностью монтажа и другими факторами. Рациональным сочетанием этих факторов можно значительно раздвинуть границы нормальной работы уплотнения.

Бесконтактные уплотнения не имеют пределов по скоростям относительного движения; их срок службы не ограничен; уплотнительные свойства вообще ниже, чем у контактных уплотнений; полной герметизации можно добиться лишь применением дополнительных устройств.

КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Сальники

Сальники принадлежат к числу отживающих систем уплотнения. Их основной недостаток — повышенный износ, сопровождающийся потерей уплотнительных свойств, и непригодность к высоким окружным скоростям. Все же благодаря простоте и дешевизне сальники до сих пор применяют в узлах неотвеченного назначения.

Сальник представляет собой кольцевую полость вокруг вала, набитую уплотняющим материалом. Для набивки применяют хлопчатобумажные ткани, очесы, шнуры, вываренные в масле, фетр, асбест и подобные материалы с добавлением металлических порошков (свинца, баббита), графита, дисульфида молибдена и других самосмазывающихся веществ.

На рис. 607 представлены простейшие формы сальников, устанавливаемых непосредст-

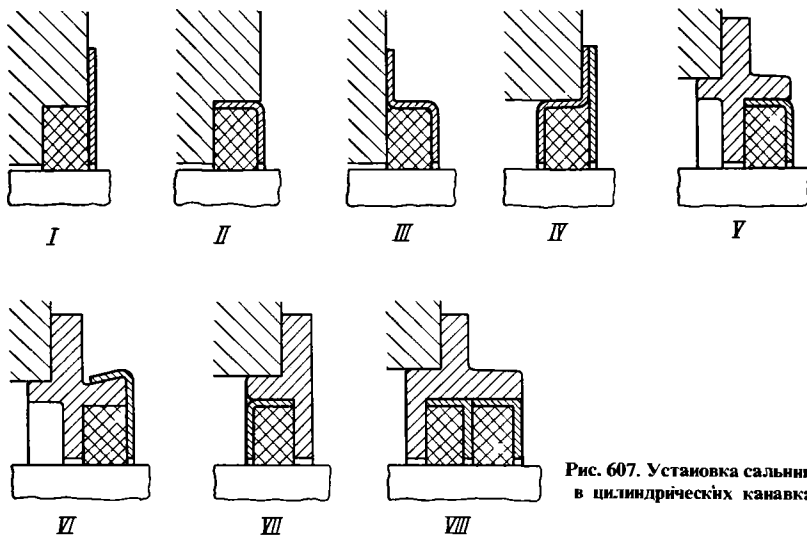


Рис. 607. Установка сальников в цилиндрических канавках

венно в корпусные детали (рис. 607, I – IV) или в промежуточные детали (рис. 607, V – VIII).

На рис. 608, I изображено простейшее сальниковое уплотнение с конической канавкой (стандартный угол профиля канавки $15^\circ \pm 1^\circ$). Коническую форму придают канавке в расчете на то, что уплотнение в виде, например, цилиндрического фетрового кольца, будучи плотно установленное в коническую канавку, стремится под действием сил упругости сжиматься к центру, охватывая вал.

Набивка работает непосредственно по валу или по промежуточной втулке; для увеличения

надежности и повышения срока службы поверхность вала (или втулки) должна иметь твердость не ниже HRC 45 и шероховатость не более $Ra = 0,32 \div 0,65$ мкм. Обратную схему, при которой набивка работает по корпусу (рис. 608, II), применяют редко вследствие повышения окружной скорости скольжения в связи с этой конструкцией.

Для увеличения уплотнения применяют двойные сальники, расположенные друг за другом (рис. 608, III) или, при ограниченности осевых габаритов, друг над другом (рис. 608, IV). Для компенсации происходящего

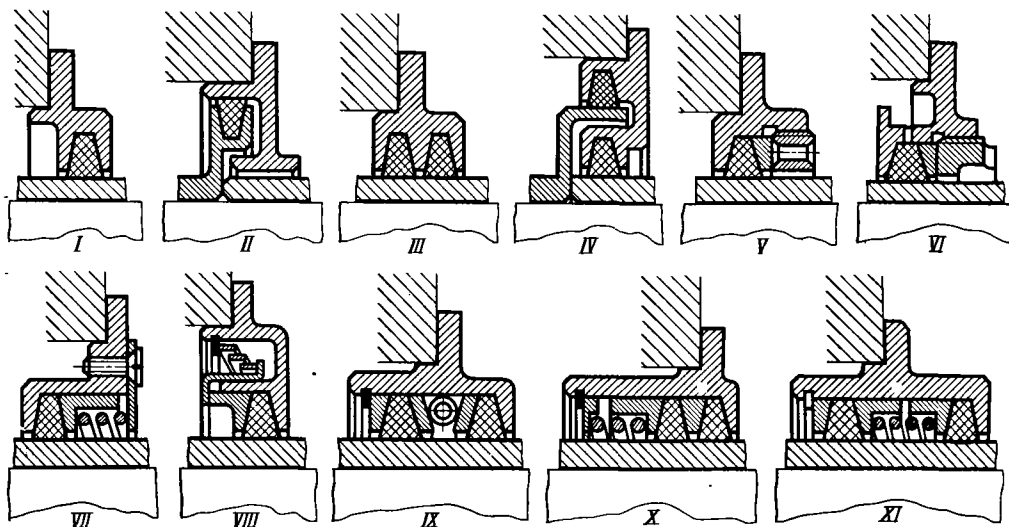


Рис. 608. Установка сальников в конических канавках

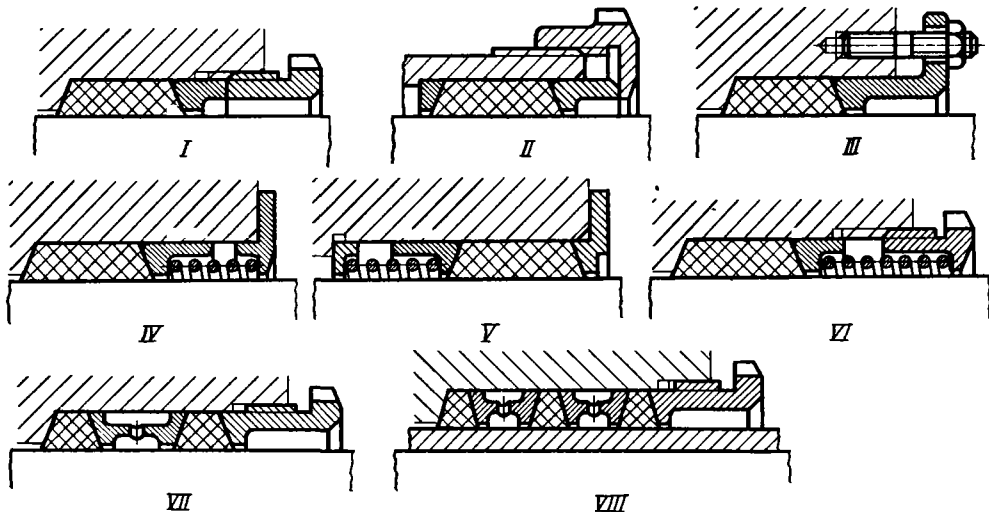


Рис. 609. Сальники для высоких давлений (на видах VII и VIII отверстия для слива жидкости не показаны)

в эксплуатации износа осуществляют затяжку набивки (рис. 608, V, VI).

Надежность сальника резко возрастает при подводе смазки (хотя бы в незначительном количестве), так как при смазке уменьшается коэффициент трения, тепловыделение и повышается герметичность. В конструкции, изображенной на рис. 608, VI, смазка подводится из уплотняемой полости через радиальные отверстия в корпусе сальника.

Периодическая подтяжка крайне нежелательна, потому что требует постоянного внимания обслуживающего персонала. Кроме того, при неумелом обращении возможна перетяжка сальника, приводящая к перегреву и выходу уплотнения из строя.

Совершеннее конструкции с автоматической затяжкой с помощью пружины (рис. 608, VII, VIII).

На рис. 608, IX – XI показаны конструкции двоянных сальников с пружинной затяжкой.

Для уплотнения жидкостей, пара и газов при высоком давлении применяют сальники с увеличенной длиной набивки и с затяжкой набивки внутренней (рис. 609, I) или наружной (рис. 609, II) гайкой, грядбуксой (рис. 609, III) или пружинами (рис. 609, IV – VI).

В случаях, когда необходимо полностью исключить просачивание жидкости через уплотнение, применяют спаренные (рис. 609, VII) или многоядные (рис. 609, VIII) сальники с промежуточными распорными втулками между набивками и со сливом жидкости, просачивающейся через первые (со стороны давления) набивки.

Гидропластовые уплотнения

Часто применяют сальники с уплотняющим элементом в виде втулки из термопластов, например из поливинилхлоридов. Гидропластовую втулку заключают в замкнутое кольцевое пространство в корпусе (рис. 610, I). Зазор между валом и отверстием делают минимальным. Уплотняющий элемент затягивают на валу винтом, действующим на гидропласт через притертый плунжер; давление плунжера, передаваясь всей массе гидропласта, заставляет втулку плотно охватывать вал.

Во избежание выдавливания гидропласта в зазор между валом и корпусом, на торцах кольцевой канавки корпуса устанавливают выполненные из антифрикционного металла кольца по посадке H7/h6 относительно вала (рис. 610, II). Кольцам придают некоторую свободу радиального перемещения для того, чтобы поверхности скольжения не разрабатывались при биении вала.

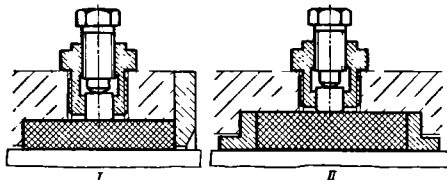


Рис. 610. Гидропластовые уплотнения

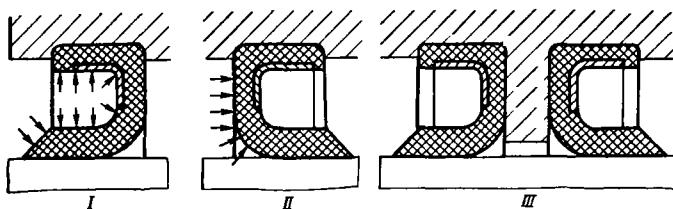


Рис. 611. Схема действия манжеты

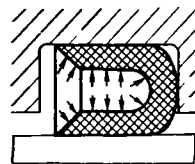


Рис. 612. Манжета с двумя воротниками

Манжетные уплотнения

Манжета представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал. Под действием давления в уплотняемой полости воротник манжеты плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению (рис. 611, I). Для обеспечения постоянного натяга воротник стягивают на валу кольцевой пружиной (на рис. 611 не показана).

Манжета должна быть расположена воротником навстречу уплотняемому давлению; при обратном расположении (рис. 611, II) давление отжимает воротник от вала. При необходимости двустороннего уплотнения устанавливают две манжеты с воротниками, направленными в разные стороны (рис. 611, III). Наружную сторону манжеты плотно крепят к корпусу.

В ряде случаев манжету делают с двумя воротниками, один из которых уплотняет вал, а другой — корпус (рис. 612), в силу того же манжетного эффекта.

Возможные формы манжет показаны на рис. 613, I — XII.

Манжеты раньше изготавливали из лучших сортов воловьей кожи, подвергая ее распариванию и прессованию для придания нужной формы. На рис. 614 показаны способы установки кожаных манжет.

На рис. 615 приведены примеры применения манжет в уплотнениях торцевого типа.

На рис. 616 изображена многорядная установка манжет в уплотнениях для высоких

давлений (жидкостей, паров и газов).

Манжеты чаще всего изготавливают из пластиков типа поливинилхлоридов и фторопластов, превосходящих кожу по упругости и износостойкости. Полихлорвиниловые манжеты выдерживают температуру до 80°С. Фторопластовые манжеты могут работать при температурах до 300°С.

Армированные манжеты для валов

Широко применяют в машиностроении армированные манжеты для валов. Эти уплотнения представляют собой самостоятельную конструкцию, целиком устанавливаемую в корпус; манжету изготавливают из синтетических материалов, что позволяет придать ей любую форму; воротник манжеты стягивается на валу кольцевой витой цилиндрической пружиной (браслетной пружиной) строго регламентированной силой.

На рис. 617 показаны различные типы манжет (первые относятся к более ранним конструкциям).

Конструкции на рис. 617, I — VIII с манжетой в кассете из листовой стали (иногда очень сложной сборки) почти вышли из употребления. Основной их недостаток — сложность герметичной посадки уплотнения в корпус. При достижимой штампованием точности размеров трудно обеспечить плотную посадку кассеты в корпус, поэтому возникает необходимость применять уплотняющие мази.

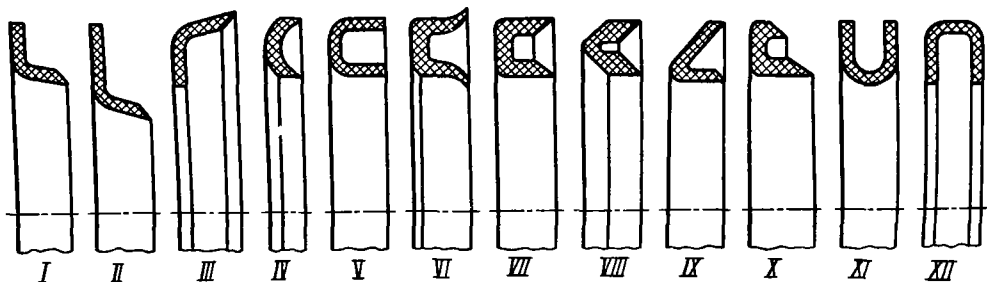


Рис. 613. Формы манжет

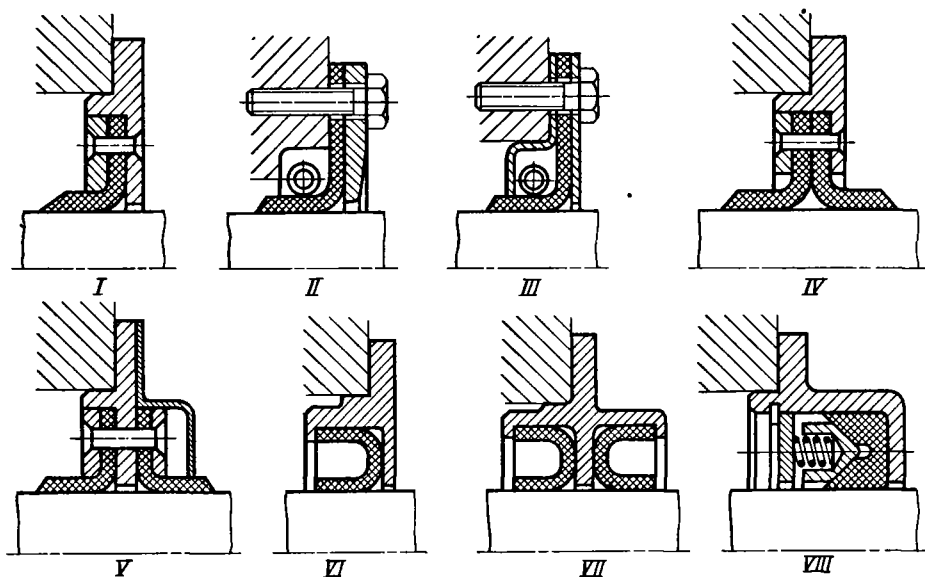


Рис. 614. Способы установки кожаных манжет:

I, VI — односторонних; *II, III* — односторонних с пружинной стяжкой воротника; *IV, V, VII* — двусторонних; *VIII* — односторонних с пружинным распором воротников

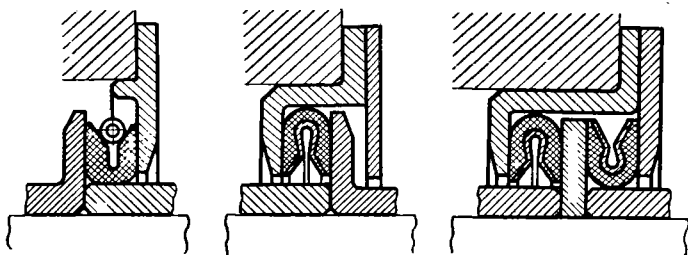


Рис. 615. Примеры применения манжет в торцовых уплотнениях

В современных конструкциях посадочный пояс уплотнения выполняют как одно целое с манжетой (рис. 617, *IX* и следующие). Благодаря податливости материала в данном случае легко достигается уплотнение по корпусу даже при значительных колебаниях посадочных размеров. Необходимая радиальная жесткость придается введением в тело манжеты каркасных колец из листовой стали.

Манжеты делают с одним (рис. 617, *X*, рис. 618, *I, II*) уплотнительным гребешком, с двумя (рис. 617, *XI, XII*) и большим (рис. 617, *XIII*) числом гребешков. В конструкции на рис. 617, *XIII* браслетная пружина заменена кольцом из упругого синтетика. В конструкции на рис. 617, *XIV* необходимая упругость придается кольцевым валиком у гребешка, в конструкции на рис. 617, *XV* — кольцевым ребром вокруг гребешка

(для придания устойчивости ребро заключено в штампованную обойму).

На рис. 617, *XVI* показана рациональная конструкция манжеты с двумя гребешками; один (стянутый пружиной) уплотняет вал, другой — предупреждает проникновение в уплотнение грязи извне. На рис. 617, *XVII* изображена конструкция манжеты для радиальной сборки, на рис. 617, *XVIII, XIX* — конструкции сдвоенных манжет. Свообразная конструкция двухгребешковой манжеты показана на рис. 617, *XX, XXI*. В свободном состоянии манжета имеет форму, изображенную на рис. 617, *XX*. При установке в корпус (рис. 617, *XXI*) уплотнительные гребешки расходятся, создавая натяг на поверхности вала; натяг поддерживается браслетной пружиной.

Манжеты изготовляют прессованием или пресс-литьем (с опрессовкой внутренних ме-

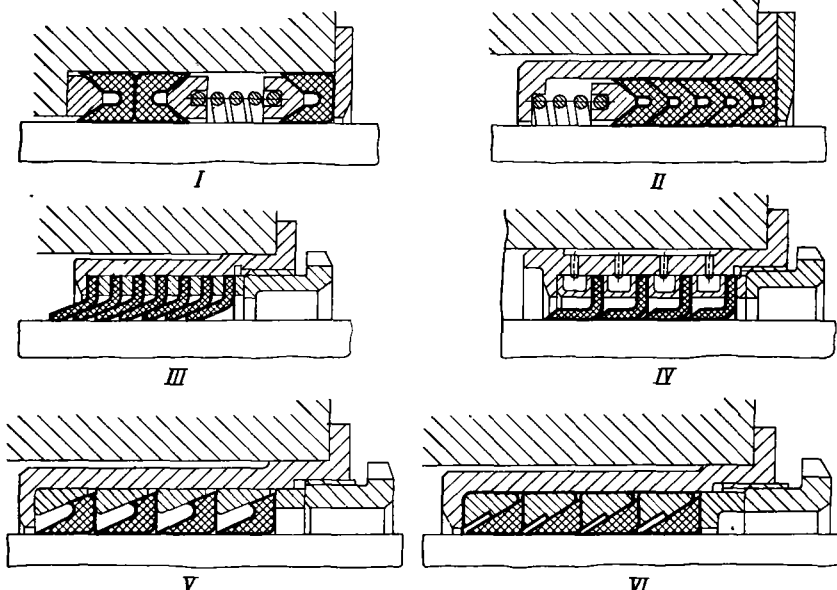


Рис. 616. Многолистая установка манжет в уплотнениях для высоких давлений:

I, II — двухворотниковых с пружинным распором; *III* — с промежуточными шайбами; *IV* — с промежуточными кольцами и со сливом жидкости из промежуточных полостей (отверстия для слива не показаны); *V, VI* — с затяжкой коническими кольцами

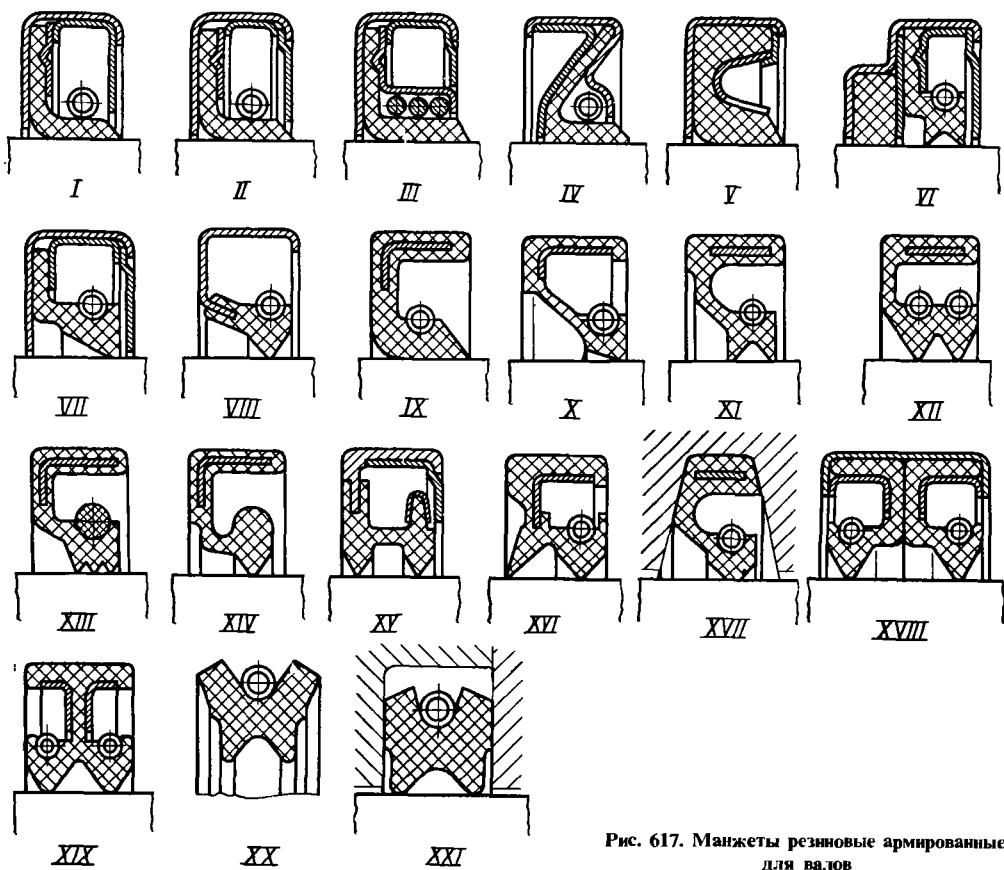


Рис. 617. Манжеты резиновые армированные для валов

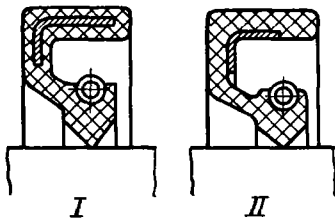


Рис. 618. Конструкции армированных манжет (ГОСТ 8752—79)

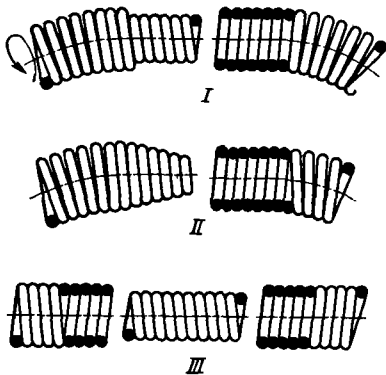


Рис. 619. Способы соединения концов браслетных пружин

таллических элементов) из эластичных, износоустойчивых, масло- и химически стойких пластиков и резины. Браслетные пружины изготавливают из пружинной проволоки диаметром 0,2—0,5 мм и подвергают закалке и среднему отпуску, защищают кадмированием, цинкованием или делают их из бронзы.

Способы соединения концов пружин показаны на рис. 619. В конструкции на рис. 619, I

на одном из концов пружины навивка ступенчатая. При соединении ступенчатый конец (предварительно закрученный в сторону, обратную ходу витков) ввертывают в витки другого конца.

В конструкции на рис. 619, II хвостовику пружины придана коническая форма, облегчающая закручивание; в конструкции на рис. 619, III соединение концов производится с помощью отдельной витой вставки.

Способы установки манжетных уплотнений в корпусах показаны на рис. 620. При способе установки, показанном на рис. 620, I, соединение с корпусом достигается за счет упругого радиального сжатия манжеты при вводе в корпус; однако соединение получается ненадежное. В конструкции на рис. 620, II уплотнение, предварительно сжатое, вводят в выточку в корпусе; высота буртика у входа в канавку не должна превышать допустимого упругого сжатия манжеты.

На рис. 620, III показан более правильный способ установки: манжету фиксируют в осевом направлении привертной шайбой. Во избежание проворота манжеты в корпусе и для обеспечения герметичности манжету сажают с небольшим осевым натягом (порядка 0,5 мм). На рис. 620, IV показана аналогичная установка с замыканием соединения в осевом направлении фигурной шайбой и зегером. На рис. 620, V—IX показаны способы установки манжет в промежуточных корпусах.

При установке манжет с гибким воротником, подверженных действию повышенного давления, необходимо предупреждать возможность выворачивания воротника манжеты под давлением. В этих случаях рекомендуется установка опорного диска с профилем, соответствующим профилю манжеты (рис. 621).

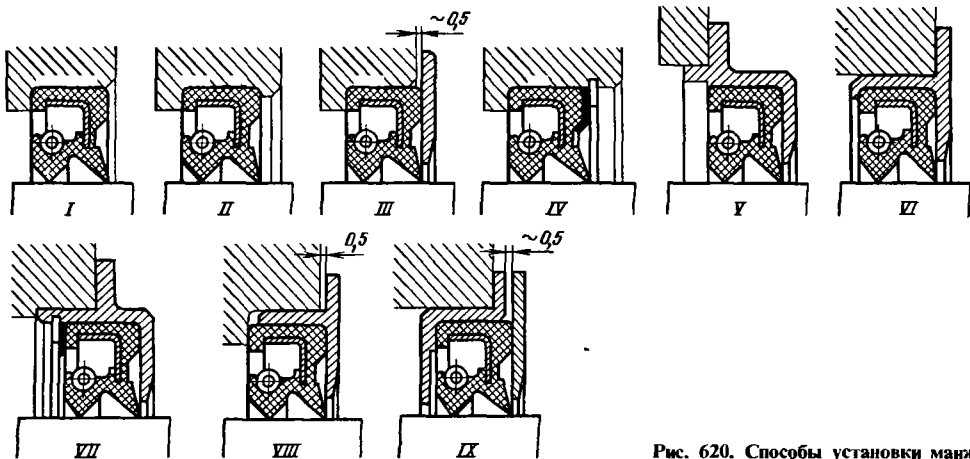


Рис. 620. Способы установки манжет

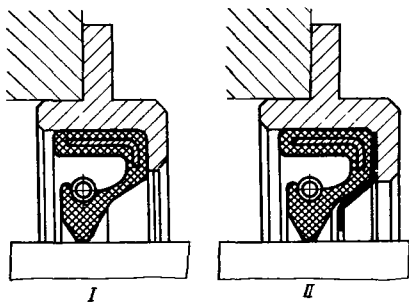


Рис. 621. Установка манжет при повышенном давлении: *I* — неправильная; *II* — правильная (манжета застрахована от выворачивания ограничительным диском)

Поверхности, по которым работают манжеты, должны обладать твердостью не менее HRC 45 и иметь шероховатость не более $Ra = 0,16 \div 0,32$ мкм.

На рис. 622, *I* — *III* показаны три случая установки манжет. Во втором и третьем случаях необходимо предупредить возможность просачивания масла по зазору между валом и втулкой (или ступицей насадной детали). Это достигается обработкой торцов *a* до шероховатости $Ra = 0,63 \div 1,25$ мкм и соблюдением

строгой перпендикулярности торцов относительно оси отверстия. Для обеспечения полной герметичности рекомендуется покрывать торцы герметизирующими мазями или устанавливать на торцах уплотнительные прокладки.

На валах, на которые надевают манжету при сборке, должны быть предусмотрены пологие фаски (рис. 623, *II*). Это избавляет от необходимости применять специальные монтажные приспособления, например монтажную втулку (рис. 623, *III*).

При работе манжеты по промежуточной втулке или по ступице насадной детали (см. рис. 622, *II* и *III*) пологие заходные фаски на втулках и ступицах обязательны, так как в данном случае применить способ монтажа, приведенный на рис. 623, *III*, невозможно.

На рис. 624 даны примеры установки манжетных уплотнений в узлах с шарикоподшипниками.

Уплотнение разрезными пружинными кольцами

Уплотнение разрезными пружинными кольцами (рис. 625) надежно, оно может держать большие перепады давления и при правильном подборе материалов долговечно.

Пружинные кольца изготавливают из закаленной стали, перлитного чугуна, ковanej бронзы

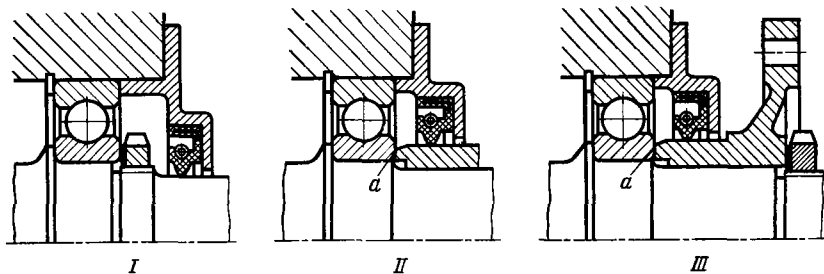


Рис. 622. Основные случаи установки манжетных уплотнений: *I* — на вал; *II* — на промежуточную втулку; *III* — на ступицу насадной детали

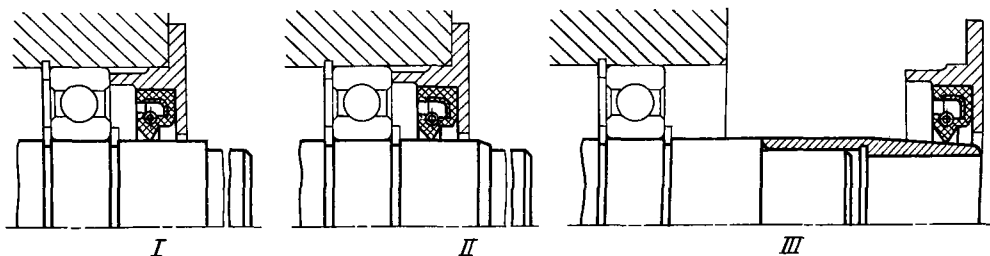


Рис. 623. Монтаж манжетных уплотнений:

I — затруднителен; *II* — облегчен пологой заходной фаской на валу; *III* — приспособление для монтажа манжет на ступенчатые валы

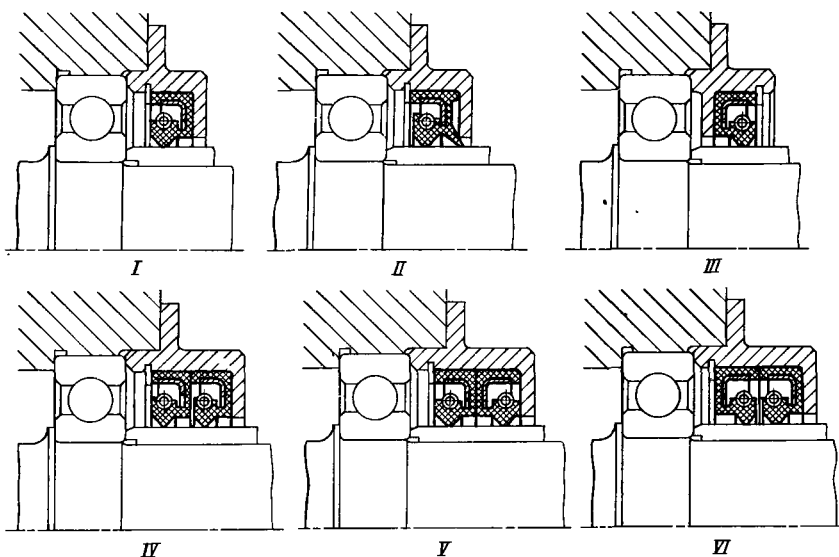


Рис. 624. Примеры установок манжетных уплотнений:

I, II, IV — при повышенном давлении в корпусе; *III* — при вакууме в корпусе; *V, VI* — двусторонняя установка

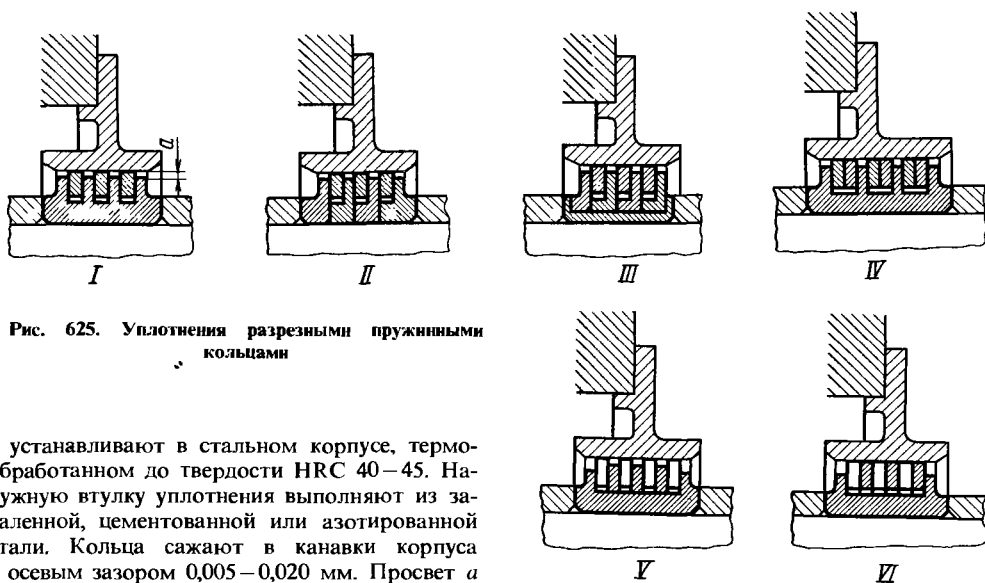


Рис. 625. Уплотнения разрезными пружинными кольцами

и устанавливают в стальном корпусе, термообработанном до твердости HRC 40–45. Наружную втулку уплотнения выполняют из закаленной, цементованной или азотированной стали. Кольца сажают в канавки корпуса с осевым зазором 0,005–0,020 мм. Просвет a (рис. 625, *I*) между наружной поверхностью корпуса и отверстием втулки делают равным 0,5–1,0 мм.

Кольцо устанавливают с небольшим натягом по отношению к втулке. В процессе работы кольца стоят неподвижно во втулке или слегка проскальзывают. Под действием перепада давления кольца прижимаются торцами к стенкам канавок корпуса. Обычно устанавливают два–три кольца; при повышенном

перепаде давления число колец доводят до пяти–шести.

В многокольцевых уплотнениях, работающих при высоких перепадах давления, наиболее нагружено первое, ближайшее к герметизируемой полости кольцо; со временем на торцевой поверхности этих колец образуется

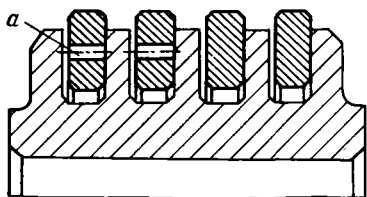


Рис. 626. Разгрузочные отверстия в пружинных кольцах

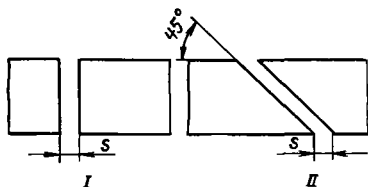


Рис. 627. Замки колец

ступенчатая выработка, являющаяся результатом прижатия кольца к стенке канавки.

Для равномерного распределения нагрузки между всеми кольцами, а также для подвода масла к трущимся поверхностям (при уплотнении маслосодержащих полостей) в первом (а иногда в нескольких передних кольцах) выполняют разгрузочные отверстия a (рис. 626).

Наружный диаметр колец в свободном состоянии d_0 делают с таким расчетом, чтобы кольцо входило во втулку с небольшим натягом $d_0 = (1,02 \div 1,03)d$, где d — диаметр отверстия втулки.

Замки колец обычно изготовляют прямыми (рис. 627, I). У колец большого диаметра замки выполняют косыми (рис. 627, II) под углом 45° . Ширину прорези s в свободном состоянии выбирают из условия, чтобы после введения кольца во втулку в замке оставался просвет $0,3-0,5$ мм. С учетом формулы для d_0 запишем

$$s = (0,3 \div 0,5) + \pi(0,02 \div 0,03)d \approx 0,5 + 0,08d.$$

В уплотнениях, работающих при повышенных температурах, зазор надо увеличить на

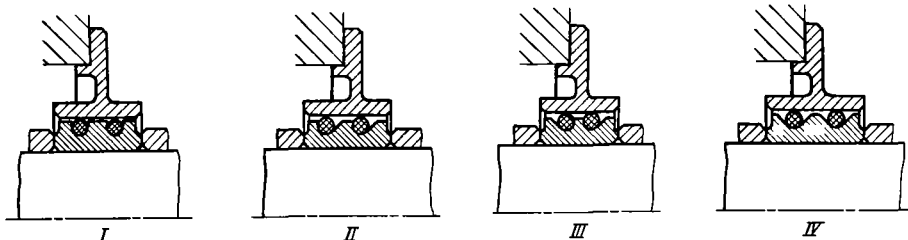


Рис. 630. Уплотнения резиновыми кольцами

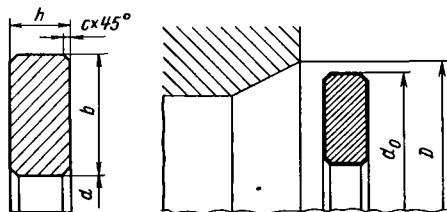


Рис. 628. К определению размеров пружинного разрезного кольца

Рис. 629. К определению размеров фаски для введения пружинных разрезных колец

термическое удлинение кольца.

Для беспрепятственного ввода колец в канавку необходимо соблюдать известное из теории разрезных пружинных колец правило:

отношение $\frac{b}{d}$ (рис. 628) должно быть не более

0,05. Для колец из закаленной качественной стали это отношение может увеличиться до

0,1. Если отношение $\frac{b}{d}$ превышает 0,1, то при-

меняют корпуса из наборных дисков (см. рис. 625, II). Для удобства монтажа диски после установки колец завальцовывают на втулке из мягкой стали (см. рис. 625, III). Отношение высоты колец h к ширине b обычно равно 0,5-0,7.

Иногда применяют парную установку колец в канавках (см. рис. 625, IV) или монтируют кольца в корпусе в ряд (см. рис. 625, V, VI).

Для облегчения ввода при монтаже колец во втулку последние снабжают пологими фасками. Во избежание применения специальных монтажных приспособлений рекомендуется диаметр фаски D делать не менее наружного диаметра d_0 кольца в свободном состоянии (рис. 629).

Уплотнение резиновыми кольцами

Уплотнения с резиновыми кольцами, вводимыми в канавки вала или промежуточной втулки, имеют ограниченное применение.

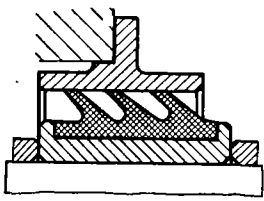


Рис. 631. Уплотнение резиновым кольцом с использованием центробежного эффекта

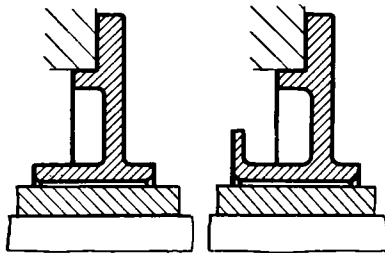


Рис. 632. Щелевые уплотнения

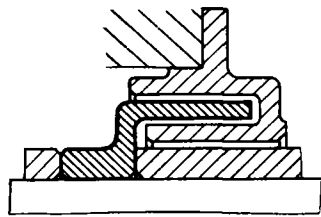


Рис. 633. Двухгребенное щелевое уплотнение

В конструкции на рис. 630, I уплотнение обеспечивают натягом между наружной поверхностью колец и втулкой. В конструкции на рис. 630, II использован манжетный эффект. Кольца расположены в канавках со скосом. Под действием давления в уплотняемой полости кольца, находясь на скос, прижимаются к наружной поверхности к втулке. Уплотнение одностороннего действия. При необходимости обеспечить двустороннее уплотнение кольца устанавливают в канавках с попеременным чередованием наклона днищ (рис. 630, III) или применяют канавки с двусторонним скосом (рис. 630, IV).

На рис. 631 изображено уплотнение, в котором использован центробежный эффект: резиновое кольцо имеет несколько наклонных гребешков, которые под действием центробежной силы прижимаются к гильзе, создавая давление, пропорциональное квадрату частоты вращения. Кольца выполняют из мягких сортов маслостойкой и термостойкой синтетической резины.

Недостатки уплотнений резиновыми кольцами — ненадежность работы, быстрый износ резины в процессе эксплуатации, неопределенность сил прижатия.

Чаще применяют резиновые кольца в канавках с возвратно-поступательным движением вала.

БЕСКОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Щелевые уплотнения. Наиболее простым видом бесконтактного уплотнения является кольцевая щель между валом и корпусом (рис. 632). Уплотняющая способность кольцевой щели пропорциональна ее длине и обратно пропорциональна величине зазора. При практически осуществимых длинах щели и величинах зазора уплотнение это малоэффективно. Для увеличения длины щели при жестких требованиях к габаритам иногда применяют двухгребенное щелевое уплотнение (рис. 633).

Эффективность щелевого уплотнения повышают кольцевыми канавками, которые могут быть выполнены на валу (рис. 634, I), во втулке (рис. 634, II) или одновременно на валу и во втулке (рис. 634, III). Этот вид уплотнения часто называют «лабиринтным», хотя по принципу действия оно не имеет ничего общего с лабиринтным уплотнением. Назначение канавок в данном случае — создать на валу гребешки, отражающие масло действием центробежной силы в кольцевое пространство между валом и втулкой. В случае расположения канавок во втулке обязателен сток масла из канавок в нижней точке.

На рис. 635 показана разновидность уплотнения, в котором гребешки вала заходят в канавки втулки. Конструкция применима только при радиальной сборке.

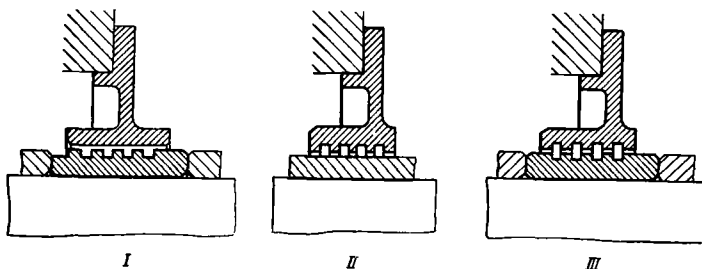


Рис. 634. «Лабиринтные» уплотнения

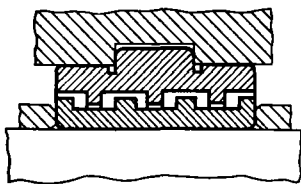


Рис. 635. «Лабиринтное» уплотнение для радиальной сборки

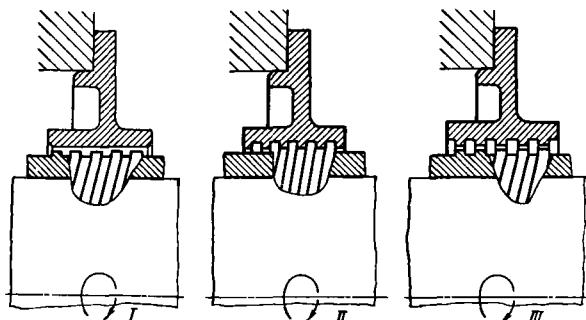


Рис. 636. Уплотнение отгонной резьбой

Уплотнения отгонной резьбой (рис. 636, I–III) применяют для герметизации полостей, содержащих жидкости. На валу или во втулке (или здесь и там одновременно) выполняют резьбу (обычно многозаходную). Направление резьбы должно быть согласовано с направлением вращения вала так, чтобы витки отгоняли уплотняемую жидкость, например масло, в корпус. Уплотнение — нереверсивное; при перемене направления вращения витки гонят жидкость в обратном направлении из корпуса.

На рис. 637 изображено многоярусное уплотнение с отгонной резьбой. Применяемые в отгонных уплотнениях профили резьб показаны на рис. 638. Уплотняющая способность отгонной резьбы пропорциональна длине резьбового пояса, скорости вращения вала, вязкости жидкости, обратно пропорциональна высоте резьбы и очень зависит от зазора между гребешками витков и стенками отверстия. Уплотнение работает удовлетворительно, если радиальный зазор не превышает 0,05–0,06 мм. При зазоре свыше 0,1 мм уплотнение становится бесполезным.

Наилучшие результаты даст мелкая треугольная резьба (высота витков 0,5–0,7 мм) при условии, если гребешки витков шлифованы в размер, обеспечивающий малый зазор в соединении. Уплотняющая способность резьбы прямоугольного профиля примерно вдвое меньше. Трапецидальная резьба зани-

мает промежуточное положение. Оптимальный угол подъема витков резьбы треугольного профиля 5–10°, прямоугольного 3–5°.

Для увеличения эффективности резьбового уплотнения целесообразно заpirать винтовую щель в резьбе цилиндрическим гладким пояском за последними (считая от корпуса) витками (рис. 639).

Иногда резьбу заменяют цилиндрической пружиной с витками круглого или прямоугольного профиля; пружины устанавливают непосредственно на валу или на гладкой втулке (рис. 640, I, II) или в промежуточном корпусе с винтовыми канавками (рис. 640, III, IV).

Смысл конструкции заключается в том, чтобы витки при вращении вала прижимались центробежной силой к втулке, обеспечивая соскабливание просачивающейся жидкости с поверхности втулки. Один конец пружины

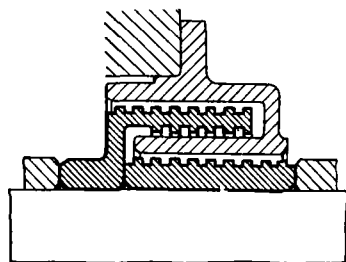


Рис. 637. Многоярусное уплотнение с отгонной резьбой

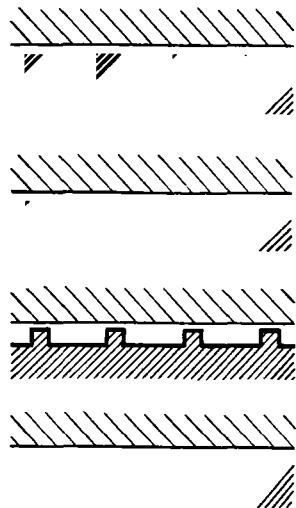


Рис. 638. Профили отгонных резьб

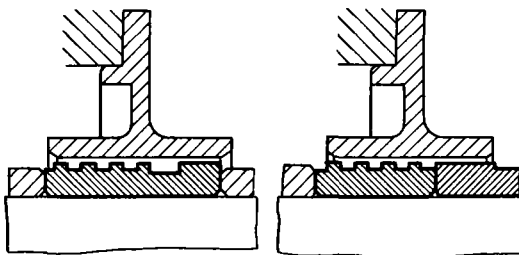


Рис. 639. Уплотнения с отгонной резьбой и цилиндрическим гладким пояском

Маслосбрасывающие гребешки выполняют непосредственно на валу (рис. 641) или на съемных деталях (рис. 642–644). При не слишком высоких частотах вращения гребешок заменяют разрезным пружинным кольцом (см. рис. 642).

Уплотнение отражательными дисками. Отражательные диски устанавливают перед щелевыми уплотнениями с целью преградить доступ масла в щель и отогнать действием центробежной силы частицы масла, проникающие в щель.

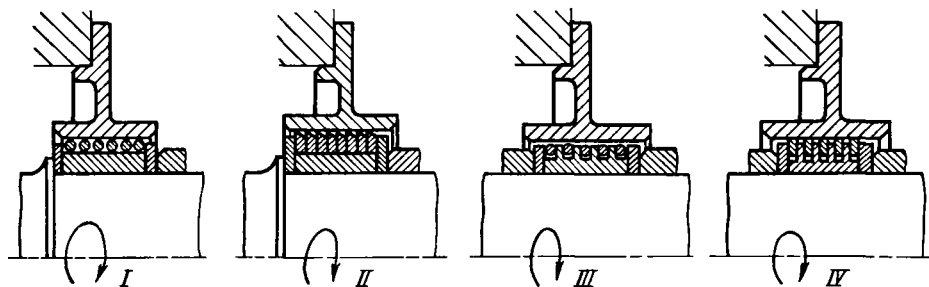


Рис. 640. Уплотнение цилиндрическими пружинами

закрепляют, другой — свободен. Важно исключить возможность самозаклинивания пружины; при указанном на рис. 640 направлении вращения должен быть закреплен правый конец пружины.

Конструкция нереверсивная и не может быть применена в машинах, где возможна случайная перемена направления вращения (например, в редукторах с приводом асинхронными трехфазными двигателями, где из-за ошибки в фазах возможна перемена направления вращения).

Гребешковые уплотнения. Цель установки гребешковых уплотнений — разбить масляную пленку, ползущую по валу, и отбросить масло действием центробежных сил в кольцевую полость, откуда оно стекает в корпус по дренажным отверстиям.

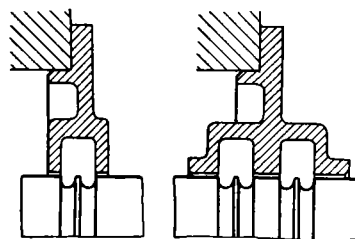


Рис. 641. Гребешковые уплотнения

На рис. 645, I–III показаны малоэффективные способы установки диска, не исключающие возможность проникновения масла в щель.

В наиболее целесообразной конструкции втулка щелевого уплотнения снабжена ребор-

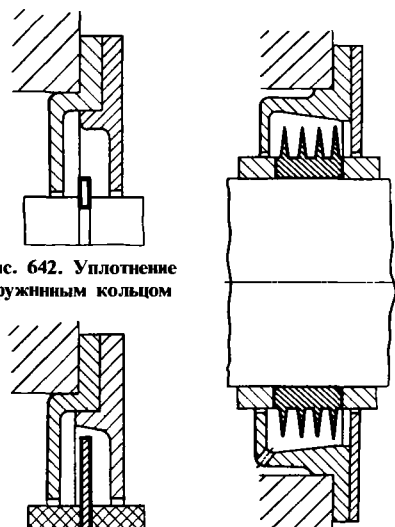


Рис. 642. Уплотнение пружинным кольцом

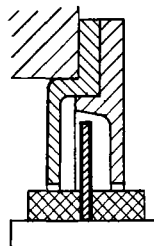


Рис. 643. Уплотнение диском

Рис. 644. Многогребешковое уплотнение

Рис. 645. Отражательные диски (малоэффективные способы установки)

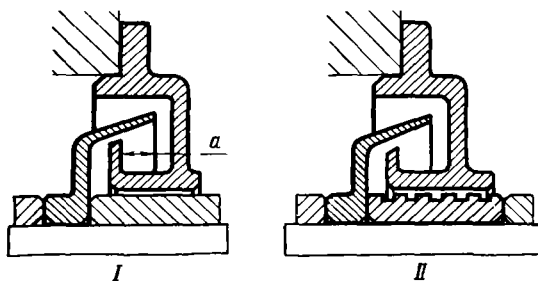
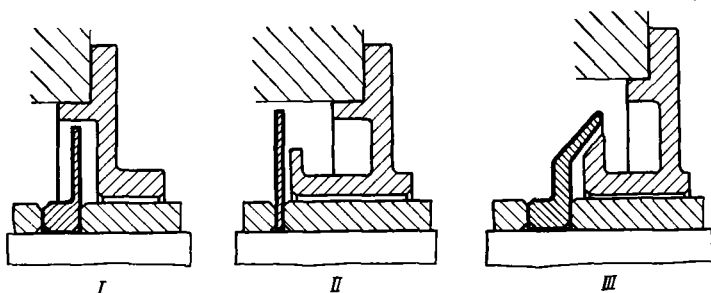


Рис. 646. Уплотнения отражательными дисками

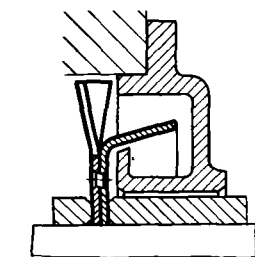


Рис. 647. Установка отражательного диска с осевой крыльчаткой

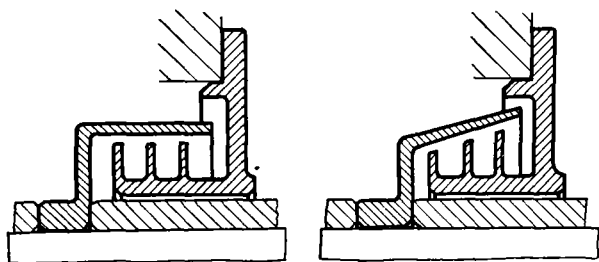


Рис. 648. Уплотнение отражательными дисками с многоребчатой втулкой

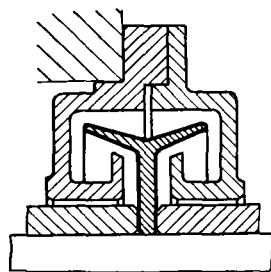


Рис. 649. Уплотнение двусторонним отражательным диском

дой, обращенной к диску, которому придана форма чашки, перекрывающей ребрду втулки на величину a (рис. 646, I). При таком устройстве масло может попасть только в кольцевую канавку между ребордой и корпусом втулки; стекающее масло подхватывается диском и

центробежной силой выносятся из уплотнения. Надежность и простота этого уплотнения обусловили его широкое применение в машиностроении.

Кольцевую щель между валом и корпусом уплотнения часто используют для дополнительного уплотнения лабиринтными канавками или отгонной резьбой (рис. 646, II).

На рис. 647–652 показаны конструкции уплотнений. В конструкции на рис. 647 отгон масла из уплотнения усилен установкой диска с лепестками, разведенными по винтовой линии, действующего наподобие осевого импеллера. В конструкции на рис. 651 отражательный диск снабжен кольцевой ребордой. Масло, поступающее в образованную ребордой кольцевую канавку, удаляется центробежной силой через ряд отверстий на периферии

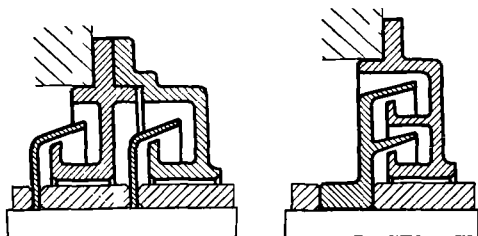


Рис. 650. Сдвоенные уплотнения отражательными дисками

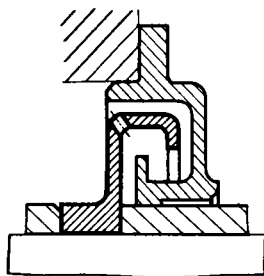


Рис. 651. Уплотнение масломасбрасывающим диском с кольцевой ребордой

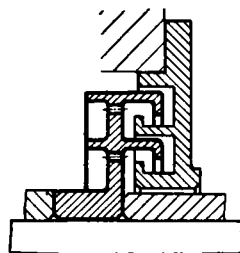


Рис. 652. Двойной масломасбрасывающий диск

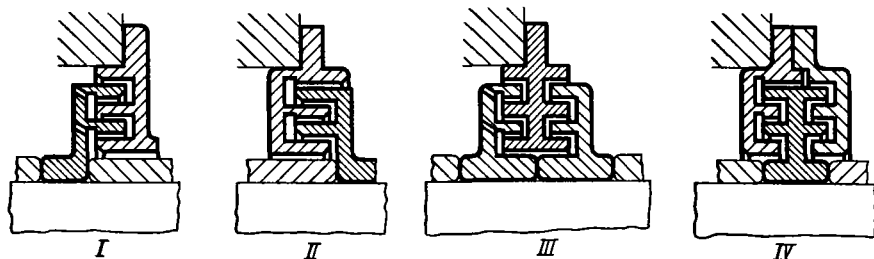


Рис. 653. Осевые «лабиринтные» уплотнения

диска. На рис. 652 показана сдвоенная установка такого типа.

Близки по принципу действия к описанным конструкциям уплотнения, показанные на рис. 653, I – IV, за которыми укрепилось условное название осевых «лабиринтных» уплотнений. На самом деле – это многоступенчатые отражательные диски, заключенные в кольцевые полости, с отводом проникающего в уплотнение масла.

ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Торцовые уплотнения принадлежат к числу контактных уплотнений. Схема торцового уплотнения изображена на рис. 654, I. На валу установлен диск *a*, которому не дают вращаться относительно вала торцовые зубья *б*. Диск постоянно прижимается пружиной к укрепленной на корпусе неподвижной шайбе *в*.

Уплотняемая среда (жидкость, газ) может просачиваться через уплотнение в двух направлениях (указаны на рисунке стрелками): через торец диска и через кольцевой зазор между диском и валом. Просачиванию через торец диска препятствует уплотнение контактом между деталями *a* и *в*; просачиванию через зазор – уплотнение резиновыми кольцами *г*.

Очевидно, торцовое уплотнение должно состоять из двух уплотнений: торцового и радиального.

Радиальное уплотнение работает в гораздо более легких условиях, чем торцовое, так как диск имеет крайне незначительные перемещения вдоль вала. Здесь пригодно любое уплотнение – резиновыми кольцами, разрезными пружинными кольцами, сальниками, манжетами и т. д. Просачивание через радиальный зазор можно исключить полностью, уплот-

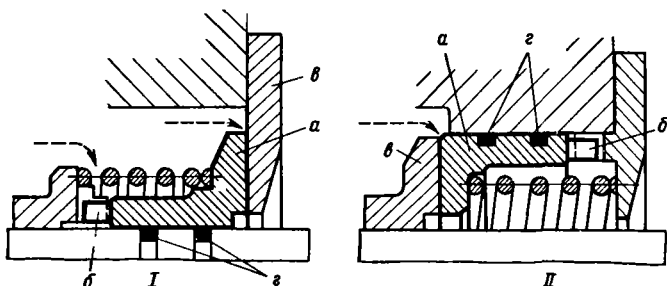


Рис. 654. Схема торцового уплотнения. Уплотняющий диск зафиксирован:

I – на валу; II – в корпусе

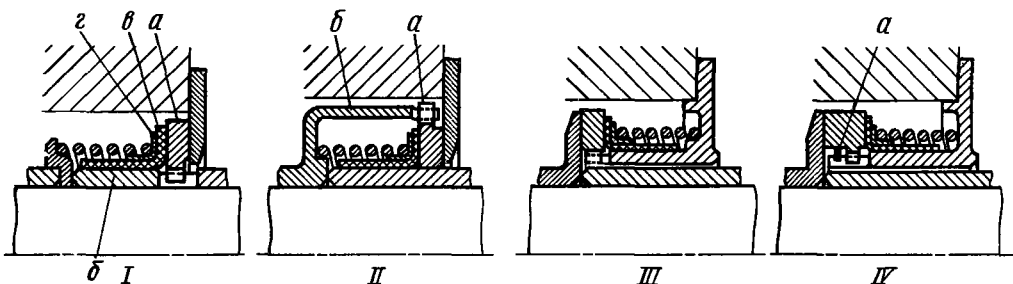


Рис. 655. Торцовые уплотнения с герметизацией радиального зазора резиновыми манжетами

нив зазор мембраной, сифоном и т. п. (см. рис. 658, 659). В инвертированной схеме торцового уплотнения (см. рис. 654, II) диск *a* зафиксирован от вращения относительно корпуса с помощью торцовых зубьев *б*. Диск постоянно прижимается пружиной к диску *в*, укрепленному на валу. Торцовое уплотнение достигается контактом между дисками *a* и *в*, радиальное — кольцами *з*.

Основное достоинство торцовых уплотнений заключается в том, что износ трущихся поверхностей компенсируется перемещением уплотняющего диска в осевом направлении под действием пружины. Торцовое уплотнение обладает свойством самоприрабатываемости; при правильном выборе материала трущихся поверхностей и подводе незначительного количества смазки уплотнение может работать в течение долгого времени при хорошем состоянии поверхностей контакта, обеспечивающем надежное уплотнение.

При наличии давления в уплотняемой полости контактирующие поверхности нагружены не только силой пружины, но и силами давления. В специальных случаях используют системы, разгруженные от сил давления.

Для поверхностей трения применяют антифрикционные пары: сталь — баббит, закаленная или азотированная сталь — бронза, графитовые и угольные композиции, пластики.

В наиболее ответственных случаях применяют твердые сплавы (литые и металлокерамические) в паре друг с другом или с более мягкими материалами из числа указанных выше. Поверхности трения обрабатывают до шероховатости $Ra = 0,16 \div 0,32$ мкм.

Для улучшения уплотнения на поверхностях трения иногда выполняют мелкие кольцевые канавки (см. рис. 662).

Подвижные уплотняющие диски должны быть хорошо направлены по цилиндрическим поверхностям, причем должны быть обеспечены строгая перпендикулярность торцовой поверхности относительно цилиндрической направляющей поверхности, а также параллельность торцов подвижного и неподвижного дисков. Применяемая система самоустанавливающихся подвижных дисков обеспечивает более надежный контакт между уплотняющими поверхностями.

На рис. 655 изображены распространенные виды торцовых уплотнений с уплотнением радиального зазора резиновыми манжетами. В конструкции на рис. 655, I подвижный диск *a* зафиксирован от поворота относительно вала торцовыми зубьями промежуточной втулки *б*. На наружную поверхность втулки *б* плотно посажена резиновая манжета *в*, осуществляющая радиальное уплотнение; торцы манжеты прижат пружинной через металлическую шайбу *з* к торцу диска *a*. Осевые переме-

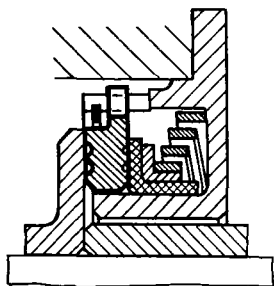


Рис. 656. Торцовое уплотнение с конической витой пружиной

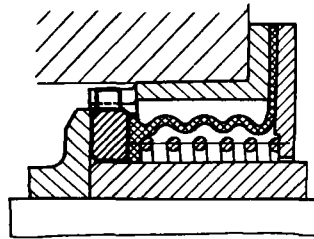
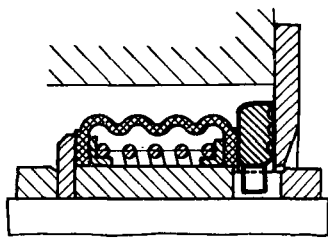
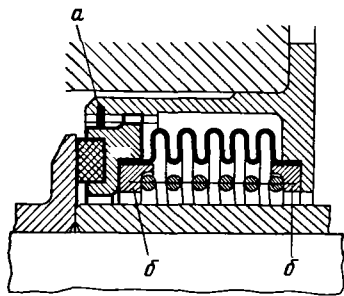
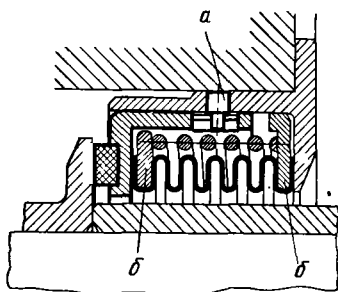


Рис. 657. Торцовое уплотнение с герметизацией радиального зазора гофрированной резиновой манжетой



I



II

Рис. 658. Сильфонные торцовые уплотнения

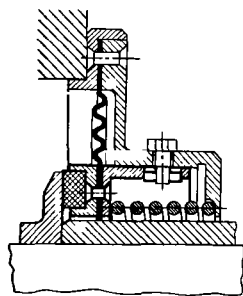


Рис. 659. Мембранное торцовое уплотнение

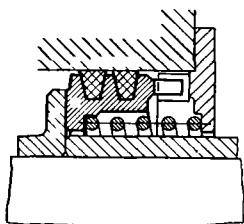
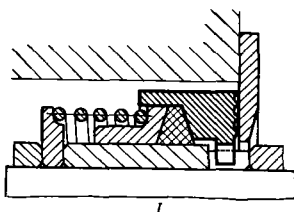
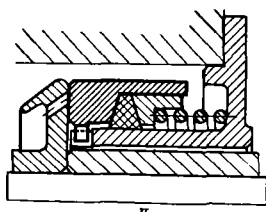


Рис. 660. Торцовое уплотнение с герметизацией радиального зазора сальниками



I



II

Рис. 661. Торцовые уплотнения с затянутыми сальниками

щения диска *a* обеспечиваются силами упругости манжеты. Диск — самоустанавливающийся.

На рис. 655, II приведено аналогичное уплотнение с втулкой *б* другой конструкции.

В инвертированной схеме (рис. 655, III) уплотняющий диск зафиксирован относительно корпуса. В случае, изображенном на рис. 655, IV, введение зегера *a* превращает уплотнение в самостоятельный узел (агрегатированный), который можно целиком установить в корпусе. На рис. 656 показано компактное агрегатированное уплотнение с применением конической витой пружины.

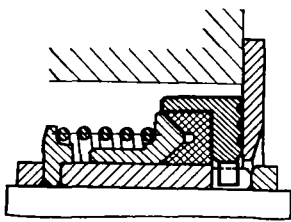
На рис. 657 изображены торцовые уплотнения с полной герметизацией радиального зазора с помощью резиновой гофрированной манжеты. Конструкция применима при отсутствии давления в уплотняемой полости.

На рис. 658 приведены торцовые уплотнения с герметизацией радиального зазора сильфонами; в уплотняющие диски встроены вставки из синтетического материала. Уплотнения агрегатированы: уплотнение I — установкой кольцевого стопора *a*, уплотнение II — ограничительного штифта *a*, входящего в прорезь на диске. Концы сильфона заделывают обычными способами — с помощью колец *б*.

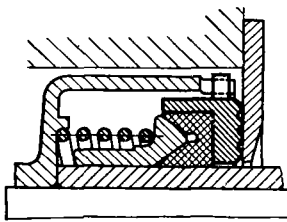
На рис. 659 показано мембранное торцовое уплотнение агрегатированного типа; на рис. 660, 661 — торцовые уплотнения с герметизацией радиального зазора сальниками.

В конструкции на рис. 660 сальники работают в незатянутом состоянии. Совершеннее конструкции с сальниками, постоянно затягиваемыми пружиной (рис. 661, I, II).

В конструкции на рис. 662, I, II герметизация радиального зазора достигается с помощью манжет.



I



II

Рис. 662. Торцовые уплотнения с герметизацией радиального зазора манжетами

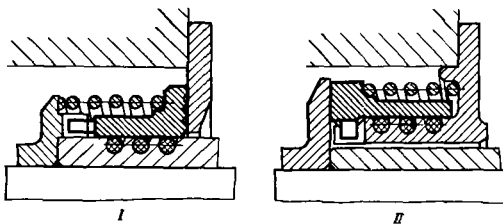


Рис. 663. Торцовое уплотнение с герметизацией радиального зазора резиновыми кольцами

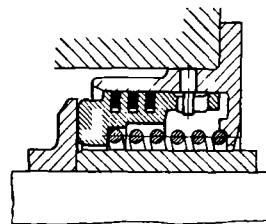


Рис. 664. Торцовое уплотнение с герметизацией радиального зазора разрезными пружинными кольцами

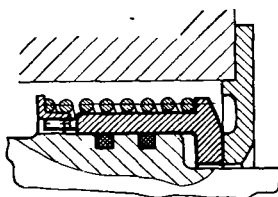


Рис. 665. Разгруженное торцовое уплотнение

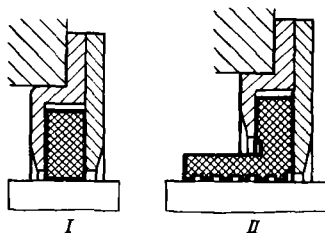


Рис. 666. Торцовые уплотнения с плавающим диском

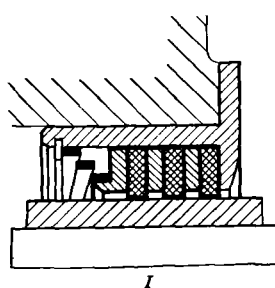


Рис. 667. Многодисковое торцовое уплотнение с плавающими дисками

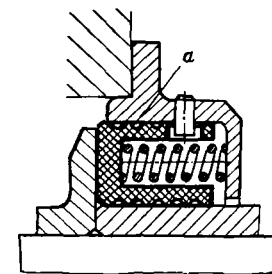
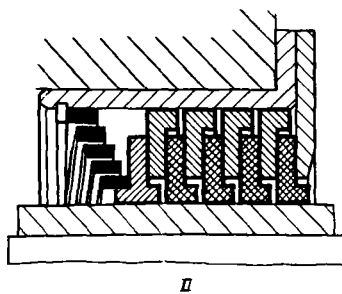


Рис. 668. Торцовое уплотнение втулкой, зафиксированной в корпусе

На рис. 663, I, II показано уплотнение с герметизацией радиального зазора резиновыми кольцами, на рис. 664 — разрезными пружинными кольцами. На рис. 665 изображено торцовое уплотнение с разгрузкой диска от сил давления в уплотняемой полости. Конструкция требует применения ступенчатого вала; наружный и внутренний диаметры ступеньки должны быть соответственно равны наружному и внутреннему диаметрам уплотняющей поверхности.

В ряде случаев достаточно применения простейших торцовых уплотнений в виде пластмассового диска, устанавливаемого в замкнутой кольцевой полости и прижимаемого к стенкам полости действием разности давлений по обе стороны уплотнения (рис. 666, I, II) или пружины (рис. 666, III). На рис. 667 изоб-

ражены многодисковые уплотнения I, II подобного типа со сжатием дисков пружинами.

В торцовом уплотнении (рис. 668) с зафиксированной в корпусе втулкой *a*, нагруженной пружинами, радиальное уплотнение обеспечивается кольцевыми канавками на наружной и внутренней поверхности втулки.

В конструкции на рис. 669 уплотнение осуществляется двумя втулками, разжимаемыми пружинами. Втулки зафиксированы друг относительно друга штифтами и свободно «плавают» на валу. Лучше конструкция, показанная на рис. 670, где втулки смонтированы в кольцевом неподвижном корпусе; уплотнение по валу осуществляется цилиндрическими поверхностями втулок. К правой втулке под-

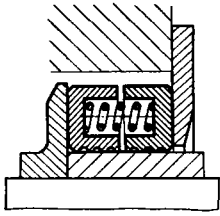


Рис. 669. Торцовое уплотнение плавающими втулками

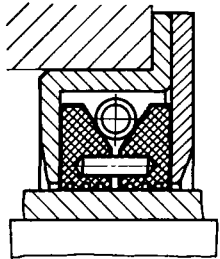


Рис. 671. Уплотнение втулками, расширяемыми браслетной пружиной

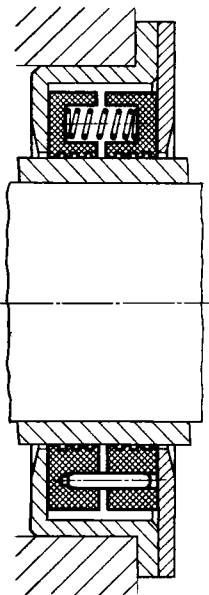


Рис. 670. Уплотнение плавающими втулками, смонтированными в неподвижном корпусе

водится давление, более низкое по сравнению с давлением перед уплотнением.

В конструкции на рис. 671 втулки разжимаются браслетной пружиной, действующей на конические наружные поверхности втулок.

КОМБИНИРОВАННЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Для повышения надежности устанавливают последовательно два (и более) уплотнения разного вида. Некоторые виды уплотнений хорошо взаимосвязываются друг с другом и встраиваются в один узел без значительного увеличения габаритов.

Часто применяют сочетание отражательного диска с маслоотгонной резьбой (рис. 672) или с разрезными пружинными кольцами (рис. 673). Целесообразно сочетание маслоуловительных устройств на внутренней стороне уплотнения и фетрового кольца (рис. 674, 675) или манжеты (рис. 676) на наружной. Первые улавливают масло, вторые предупреждают проникновение пыли и грязи извне. Даже простая защитная шайба (рис. 677) увеличивает надежность уплотнения и повышает срок его службы.

На рис. 678 показано сочетание отражательного диска с манжетой. Особенность кон-

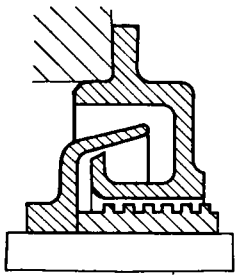


Рис. 672. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, маслоотгонная резьба

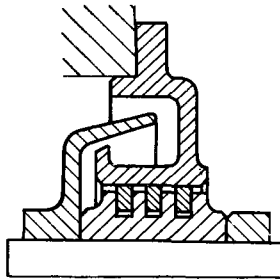


Рис. 673. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, уплотнение разрезными пружинными кольцами

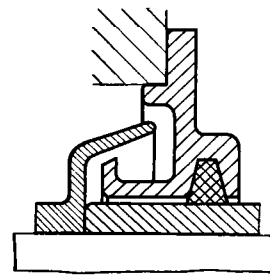


Рис. 674. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, фетровое уплотнение

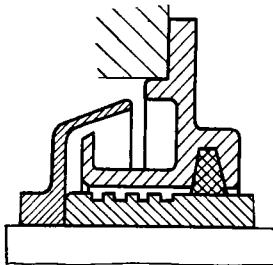


Рис. 675. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, маслоотгонная резьба, фетровое уплотнение

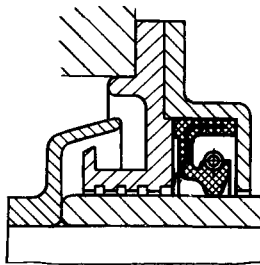


Рис. 676. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, кольцевые канавки, манжета

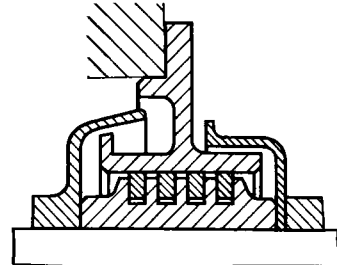


Рис. 677. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, разрезные пружинные кольца, защитная шайба

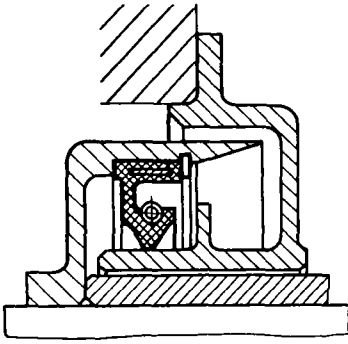


Рис. 678. Комбинированное уплотнение: отражательный диск, манжета

струкции состоит в том, что манжета смонтирована на отражательном диске и вращается с ним; гребешок манжеты работает по неподвижной втулке корпуса маслоуловителя. Конструкция обеспечивает надежное уплотнение во время работы и остановки машины: во время остановки уплотнение осуществляется манжетой, при пуске машины — отражательным диском, манжета под действием центробежных сил отходит от втулки и практически не работает.

УПЛОТНЕНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ КАМЕРОЙ

Уплотнение масляных полостей вызывает большие трудности в случае, когда давление в полости значительно превышает давление за уплотнением (например, уплотнение коробки приводов, примыкающей к всасывающей полости центробежного компрессора). В этих условиях уплотнения, даже контактные, не могут часто остановить просачивание масла из полости высокого давления в полость низкого

давления. Масло проникает в полость в виде масляного тумана, проходящего вместе с воздухом через уплотнение.

Радикальным средством является применение двойных уплотнений, разделенных промежуточной камерой, в которую подводится воздух (суфлерные уплотнения).

На рис. 679 показаны варианты применения этого способа.

На рис. 679, I приведена исходная схема. Давление в полости *A* превышает давление в смежной полости *B*. Под действием разности давлений воздух перетекает из полости *A* в полость *B*, увлекая за собой масло. Эпюр давлений вдоль уплотнения изображен в нижней части рисунка.

В схеме на рис. 679, II в промежуточную камеру между уплотнениями подведен воздух под давлением p_A , равным давлению в уплотняемой полости *A*. Если в полости *A* давление атмосферное (а в полости *B* — вакуум), то достаточно сообщить промежуточную полость с атмосферой. Очевидно, в этом случае перетекание воздуха через левое уплотнение прекращается. При отсутствии разности давления любое уплотнение (контактное или бесконтактное) предупреждает проникновение масла в промежуточную полость. Хотя и имеет место перетекание через правое уплотнение, но здесь из промежуточной камеры в полость *B* поступает чистый воздух без масла.

Еще более эффективно действует уплотнение, если в промежуточную камеру подвести воздух под давлением p_B , превышающим давление в полости *A* (рис. 679, III). В данном случае воздух перетекает из промежуточной камеры в полость *A* навстречу направлению возможного проникновения масла. В полость *B* через правое уплотнение перетекает чистый воздух. Проникновение масла через уплотнение совершенно исключается. Однако

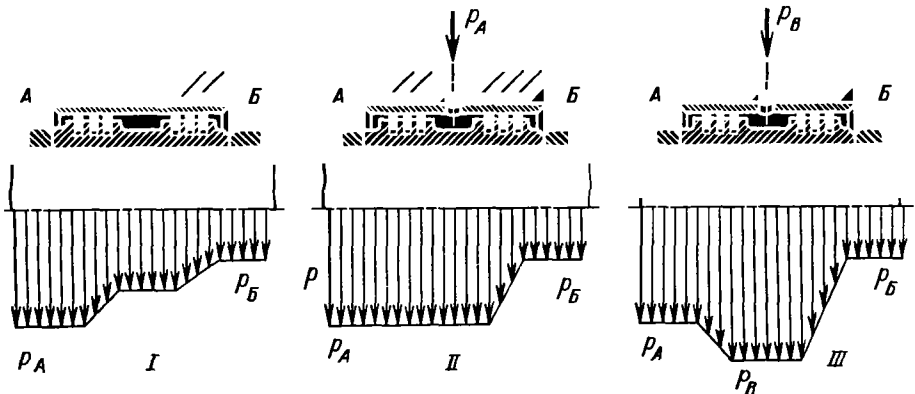


Рис. 679. К анализу действия уплотнения с промежуточной камерой

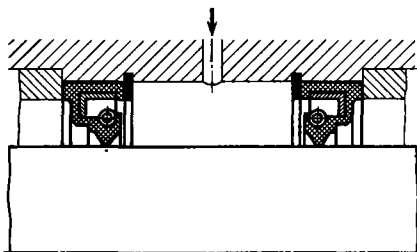


Рис. 680. Суфлерное уплотнение с манжетами

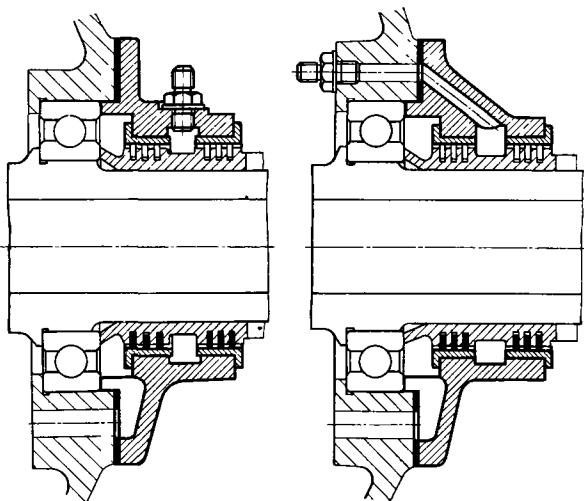


Рис. 681. Суфлерное уплотнение подшипника качения

этот способ требует постороннего источника повышенного давления.

На рис. 680, 681 представлены примеры суфлерных уплотнений.

Логическим следствием способа уплотнения подводом атмосферного воздуха является полное разделение уплотняемых полостей воздушным промежутком. Этот способ широко применяют для подшипниковых узлов, расположенных в непосредственной близости от полостей, находящихся под вакуумом. Подшипники в отдельных корпусах устанавливают на большем или меньшем расстоянии от вакуумной полости, уплотняя с одной стороны корпус подшипника, а с другой — вакуумную полость обычными уплотнениями контактного или бесконтактного типа.

ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Лабиринтные уплотнения применяют для уплотнения полостей, заполненных газом и паром. Действие их основано на торможении (завихрении) газа в узкой кольцевой щели с последующим расширением в смежной кольцевой камере большого объема. В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор; по выходе газа из щели давление восстанавливается, но только частично; часть давления расходуется на необратимые потери при завихрении-расширении. Чем больше эти потери (т. е. чем меньше сечение щели и острее образующие ее кромки), тем меньшая доля давления восстанавливается в камере и, следовательно, тем эффективнее работает уплотнение.

Последовательной установкой ряда камер, разделенных узкими щелями, достигают существенного уменьшения перетекания.

Лабиринтные уплотнения применяют при высоких окружных скоростях и температурах, когда исключена возможность установки контактных уплотнений. Лабиринтные уплотнения могут работать практически при любых скоростях и высоких температурах.

Схема действия лабиринтного уплотнения показана на рис. 682. Лабиринтное уплотнение отделяет полость *A* с повышенным давлением P_A от полости *B* с пониженным давлением P_B .

При перетекании газа через первую кольцевую щель возникает большая скорость, которая в кольцевой камере падает почти до нуля. В камере устанавливается давление, пониженное по сравнению с давлением в полости *A* в результате потерь на вихреобразование в зазоре. Так как удельный объем газа в камере больше удельного объема в полости *A*, а количество перетекающего в единицу времени

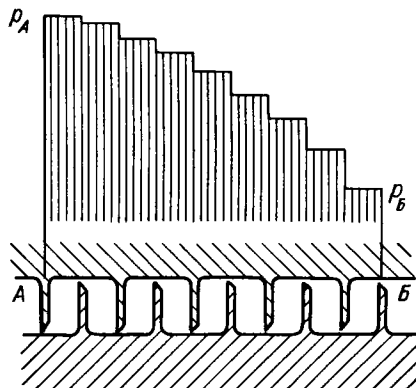


Рис. 682. Схема действия лабиринтного уплотнения

газа в силу неразрывности потока такое же, то скорость во второй кольцевой щели должна быть выше, чем в первой, а в каждой последующей щели выше, чем в предыдущей. Вследствие этого перепад давления между смежными камерами возрастает от ступени к ступени.

При высоких перепадах давления и большим числе ступеней в одной из щелей может установиться критический перепад давления; скорость газа достигает скорости звука. Все последующие ступени в таком уплотнении излишни, так как они не уменьшают критической величины истечения, равной произведению скорости звука на площадь сечения щели. Число ступеней лабиринтного уплотнения определяется термодинамическим расчетом.

Лабиринтное уплотнение не может полностью исключить истечение газа. Напротив, непрерывное движение газа вдоль лабиринта лежит в основе принципа действия лабиринта и является непременным условием его функционирования. Лабиринт может только ослабить поток газа через уплотнение.

Исключение представляет случай, когда давление в уплотняемой полости циклически колеблется от максимума до нуля. В данном случае волна газа, устремляющаяся в уплотнение, обладает ограниченным запасом энергии, который может быть полностью рассеян в уплотнении. В этих условиях лабиринтные уплотнения могут обеспечить практически полную герметичность.

На рис. 683 изображены (в порядке возрастающей эффективности) формы лабиринтных

уплотнений. На рис. 683, I показана простая гладкая щель; введение выступов (рис. 683, II – IV) значительно (в 2–3 раза) снижает расход газа при той же длине уплотнения и при том же минимальном зазоре s .

В лабиринтах на рис. 683, II – IV невыгодно используются осевые габариты. Предпочтительнее применять вместо выступов тонкие и высокие гребешки, позволяющие разместить на единицу длины уплотнения большее число камер нужного объема. Кроме того, тонкие перегородки с острыми кромками, вызывая увеличение потерь при завихрении газа, способствуют повышению эффективности уплотнения.

На рис. 683, V изображены гребешки, выполненные в корпусе, на рис. 683, VI – на валу. Кромки гребешков заостряют фаской, направленной навстречу потоку газа; на рис. 683, VII показаны гребешки с двойной фаской, приспособленные для двустороннего уплотнения. Дальнейшего повышения эффективности достигают наклоном гребешков навстречу потоку газа (рис. 683, VIII, IX). Конструкция с наклонными гребешками в корпусе (рис. 683, IX) обладает ценным свойством: при случайном касании о вал гребешки, нагреваясь, раскрываются, отходя от поверхности вала и тем самым предупреждая дальнейшее нарушение нормальной работы.

На рис. 683, X показана конструкция, в которой сочетаются гребешки и выступы. Эта конструкция применима при осевой и радиальной сборках. Радиальная сборка (с разъемом корпуса в меридиональной плоскости) значительно

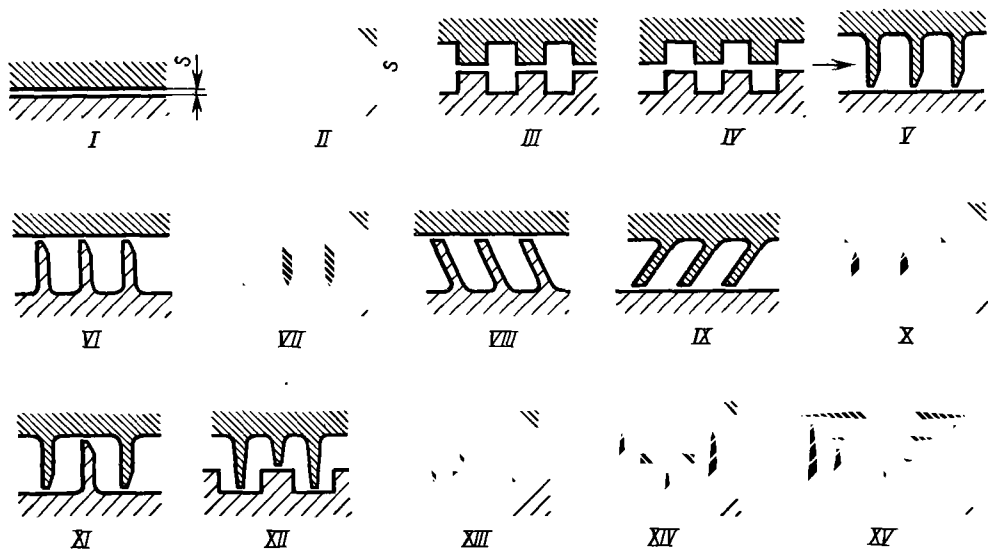


Рис. 683. Лабиринтные уплотнения

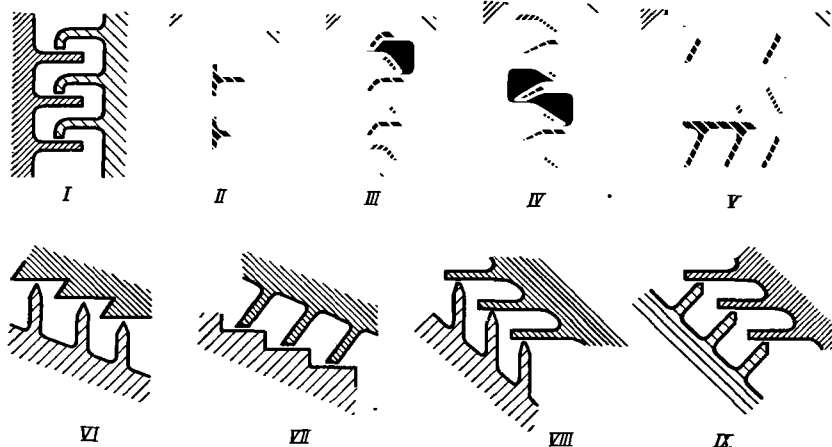


Рис. 684. Дискосые лабиринтные уплотнения

но расширяет конструктивные возможности лабиринтных уплотнений. На рис. 683, XI показан лабиринт, у которого гребешки вала заходят в гребешки корпуса; здесь поток газа многократно меняет направление, отчего эффективность уплотнения увеличивается. На рис. 683, XII — XV показаны сложные лабиринты с радиальной сборкой.

При жестких требованиях к осевым габаритам лабиринты развивают в радиальном направлении, выполняя их из двух дисков, один из которых вращается, другой неподвижен; диски снабжают торцовыми гребешками, перекрывающими друг друга (рис. 684, I, II). В конструкции на рис. 684, III, IV гребешки обладают свойством самораскрываться при нагреве. Уплотнение на рис. 684, V развито в радиальном и осевом направлениях. Косые лабиринты на рис. 684, VI—IX состоят из двух конических дисков с гребешками или ступеньками. В конструкции на рис. 684, VII—IX гребешки — самораскрывающиеся.

Для увеличения эффективности уплотнения зазор между гребешками и валом должен быть минимальным, однако он не может быть меньше суммы, полученной при сложении радиального зазора в подшипниках вала, отклонений поверхности вала от геометрического

номинала, отклонений от соосности подшипников вала и корпуса уплотнения, а также упругого прогиба вала при работе. Практически радиальный зазор в уплотнениях малого и среднего диаметров делается равным 0,05—0,20 мм.

Возможность повреждения при касании неподвижных и вращающихся элементов уплотнения при радиальной сборке предупреждают приемом, показанным на рис. 685. Неподвижная часть лабиринта состоит из нескольких секторов с Т-образным шипом, вводимым в кольцевой паз корпуса; секторы прижимаются к цилиндрической поверхности паза пластинчатыми пружинами *a*. При «цеплянии» за вал секторы, преодолевая сопротивление пружины, несколько отходят в радиальном направлении, предупреждая повреждение гребешков.

Иногда кромки гребешков выполняют очень тонкими (толщиной 0,1—0,2 мм) и делают зазор в уплотнении заведомо уменьшенным с тем, чтобы в эксплуатации минимальный зазор устанавливался сам собой в результате обминания и подгорания кромок гребешков от соприкосновения с вращающимся валом. Если гребешки достаточно тонкие и выполнены из мягкого металла, а поверхность вала имеет

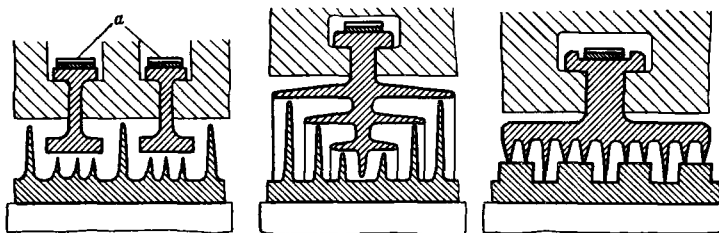


Рис. 685. Установка лабиринтов в разъемных корпусах

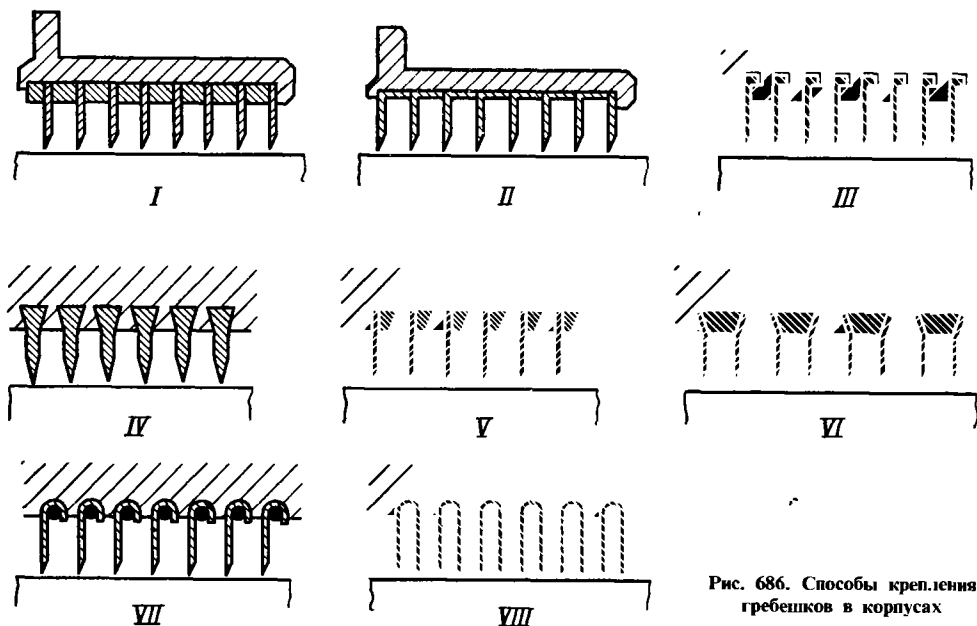


Рис. 686. Способы крепления гребешков в корпусах

повышенную твердость, то при этом процессе не повреждается вал. Зато в уплотнении автоматически устанавливается минимальный зазор, какой только допускается фактическими условиями работы.

На рис. 686 представлены способы крепления гребешков в корпусах. В конструкциях на рис. 686, I, II гребешки с промежуточными втулками и Г-образные гребешки завальцованы в корпус (уплотнение предназначено для осевой сборки); в конструкции на рис. 686, III полукольцевые гребешки с шипами вмонтированы в кольцевые канавки разъемного корпуса. На рис. 686, IV показано крепление гребешков в корпусе из пластичного материала развальцовкой материала корпуса; на рис. 686, V, VI — развальцовкой кольцевых или сегментных вставок из мягкого металла; на рис. 686, VII, VIII — крепление штампованных гребешков развальцовкой проволоки из мягкого металла (уплотнения на рис. 686, III — VIII предназначены для радиальной сборки).

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Гидравлическое центробежное уплотнение (рис. 687) состоит из крыльчатки, вращающейся в замкнутой кольцевой полости, в которую залита уплотняющая жидкость (масло, вода и т. д.). Центробежной силой жидкость прижимается к периферии полости. Если с одной стороны на уплотнение действует давление, то

жидкость занимает в полости положение, показанное на рис. 687. Разность центробежных сил, действующих на жидкость с одной и с другой стороны крыльчатки, определяет давление (МПа), которое держит уплотнение:

$$p = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{4} (D_2^2 - D_1^2),$$

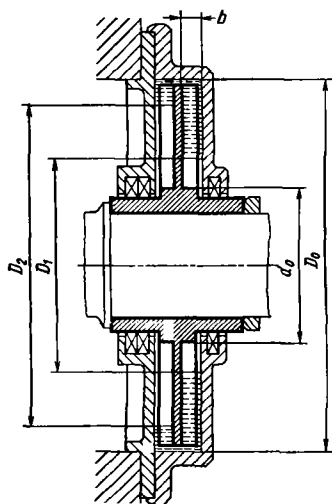


Рис. 687. Схема гидравлического центробежного уплотнения

где ω — угловая скорость крыльчатки, рад/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³; D_2 и D_1 — диаметры колец жидкости по одну и другую сторону крыльчатки, мм.

Максимальное давление, удерживаемое уплотнением (пределный случай, когда почти вся жидкость переходит на одну сторону крыльчатки),

$$P_{\max} = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{4} (D_0^2 - d_0^2),$$

где D_0 и d_0 — соответственно наружный и внутренний диаметры крыльчатки, мм.

Минимальный необходимый объем жидкости, который должен быть залит в уплотнение,

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) b,$$

где b — ширина лопаток крыльчатки, мм.

Следовательно,

$$P_{\max} = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{pb} Q.$$

Гидравлические уплотнения могут выдерживать довольно значительные давления. Например, уплотнение с крыльчаткой диаметром около 200 мм при частоте вращения 2000 об/мин (уплотняющая жидкость — масло) выдерживает избыточное давление около 0,3 МПа. Применяя тяжелые жидкости, например ртуть, можно довести давление в рассматриваемом случае до 5 МПа.

В конструкции гидравлического уплотнения должна быть предусмотрена циркуляция уплотняющей жидкости с отводом теплоты, выделяющейся при вращении крыльчатки. В противном случае уплотняющая жидкость перегревается через короткое время работы.

УПЛОТНЕНИЕ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ

Уплотнение штоков

Возвратно-поступательно движущиеся поршневые штоки, скалки насосов и т. д. уплотняют чаще всего сальниками (рис. 688, а также см. рис. 609) с набивкой из материала, соответствующего условиям работы уплотнения.

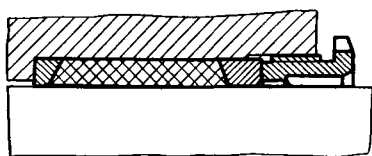


Рис. 688. Уплотнение штока сальником



Рис. 689. Уплотнение штока резиновыми кольцами

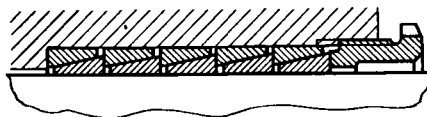


Рис. 690. Сальник с металлическими пружинно-затяжными кольцами

При невысоких давлениях и температурах (штоки гидравлических, пневматических и вакуумных цилиндров) применяют уплотнение резиновыми кольцами, устанавливаемыми в выточки корпуса (рис. 689).

В условиях высоких давлений и температур применяют сальники с металлическими пружинно-затяжными кольцами (рис. 690). Уплотнение состоит из набора чередующихся конических и обратно-конических колец. При затяжке наружные кольца упруго расширяются, прилегая к поверхности корпуса, внутренние кольца сжимаются, уплотняя поверхность вала.

Наружные кольца должны быть менее жесткими, чем внутренние, и прилегать при затяжке к поверхности корпуса ранее, чем выберется зазор между внутренними кольцами и валом. Зазор между внутренними кольцами и валом регулируют затяжкой. При неосторожном обращении уплотнение легко перетянуть до полного заклинивания штока.

Угол α наклона образующих конической поверхности (рис. 691) должен быть больше угла трения во избежание самозаклинивания колец. В существующих конструкциях α составляет 12—20°.

На рис. 692, I—III показаны различные формы колец. Кольца на рис. 692, III отличаются повышенной податливостью. Для увеличения податливости кольца иногда делают разрезными, однако эффективность уплотнения при этом снижается.

Кольца изготовляют из пружинной стали и подвергают закалке и среднему отпуску. В ответственных случаях кольца изготовляют из бериллиевой бронзы.

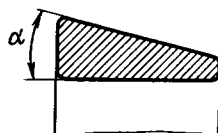


Рис. 691. К определению угла наклона образующих пружинно-затяжных колец

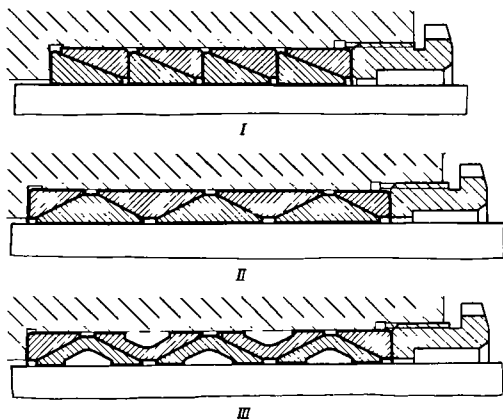


Рис. 692. Формы пружинно-затяжных колец

Уплотнение сегментными кольцами. Сегментные металлические кольца — это кольца, разделенные в радиальном направлении на несколько частей (обычно на три). Такое уплотнение сложно в изготовлении и требует тщательного монтажа, но оно надежно и способно выдерживать весьма высокие давления и работать при высоких температурах.

Кольцо (рис. 693) состоит из трех частей, соединенных друг с другом в паз и стягиваемых браслетной пружиной. Кольцо в сборе заключают в кольцевой корпус и устанавливают на вал. Под действием давления в уплотняемой полости кольцо прижимается одной стороной к стенке корпуса; рациональное уплотнение достигается стяжкой кольца на валу браслетной пружиной. Для улучшения уплотнения на внутренней поверхности колец проделывают лабиринтные канавки. Кольца обычно применяют в многорядной установке.

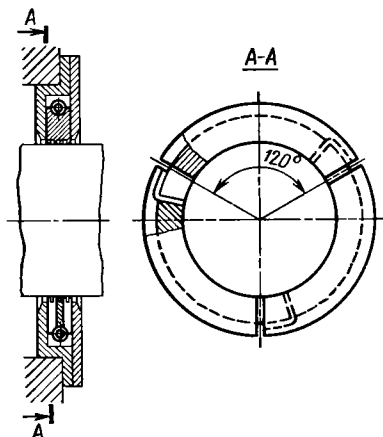


Рис. 693. Уплотнение сегментными кольцами со стяжкой кольца браслетной пружиной

На рис. 694 изображена парная установка колец в общем корпусе. Кольца зафиксированы относительно друг друга штифтами так, что стыки одного кольца приходятся против целых участков другого; кроме того, кольца зафиксированы от вращения в корпусе (такую установку колец применяют также для уплотнения вращающихся валов).

В случае, приведенном на рис. 695, кольца зафиксированы штифтами относительно друг друга и могут свободно вращаться в корпусе; торцовое уплотнение достигается прижимом колец к стенкам корпуса действием разжимных пружин. Парные блоки, подобные изображенным на рис. 694, 695, могут выдерживать избыточное давление 1,0–1,5 МПа.

В конструкции на рис. 696 разрезному кольцу придана коническая форма; кольцо установлено в двух обоймах и прижимается к валу торцовыми пружинами.

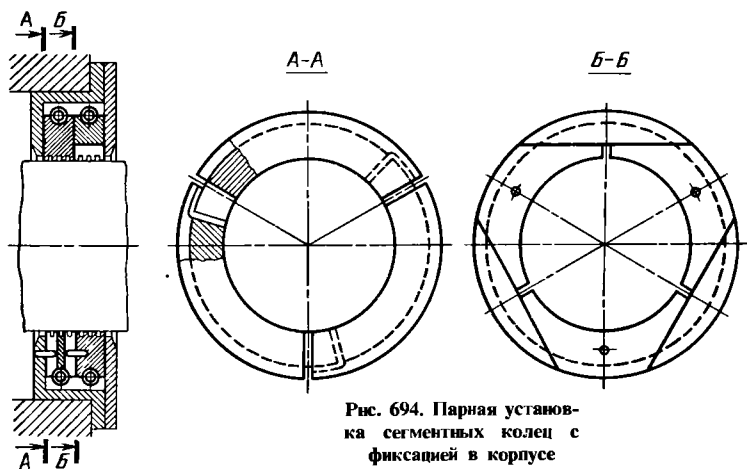


Рис. 694. Парная установка сегментных колец с фиксацией в корпусе

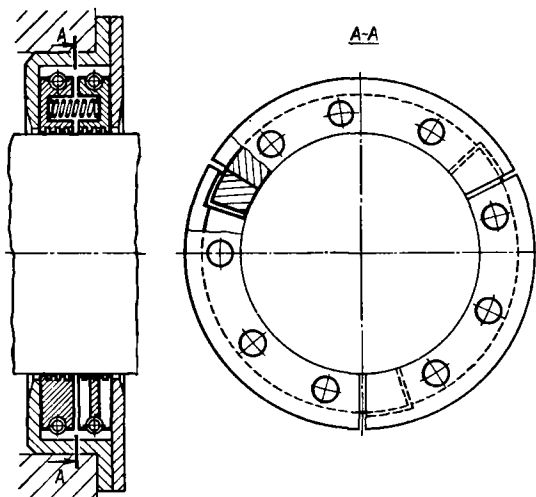


Рис. 695. Плавающая установка сегментных колец

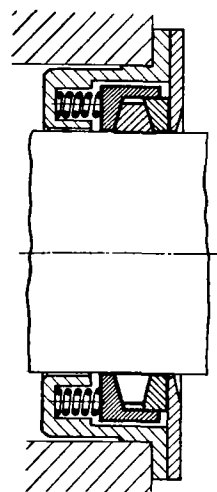


Рис. 696. Схема установки конических сегментных колец со стяжкой пружинами

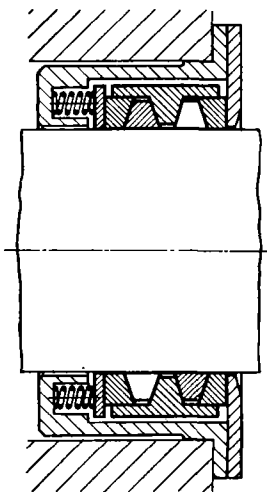


Рис. 697. Парная установка сегментных конических колец

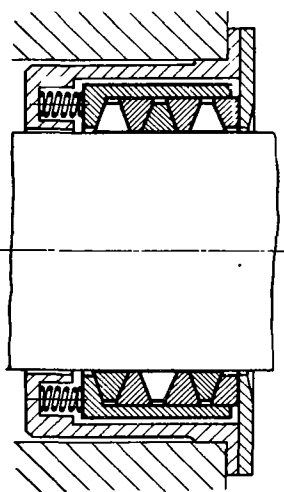


Рис. 698. Строенная установка сегментных конических колец

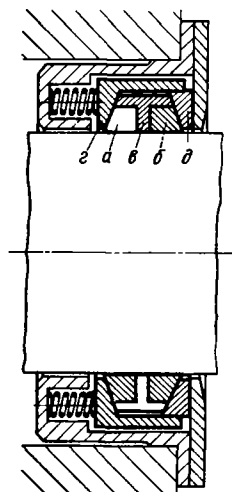


Рис. 699. Уплотнение блоком сегментных конических колец

На рис. 697 показана парная, а на рис. 698 — строенная установка колец. В конструкции на рис. 699 разрезные конические кольца *а, б* заключены в разрезное кольцо *в* Т-образного сечения; блок колец сжимается коническими обоймами *г, д*. Многорядные установки таких блоков могут выдерживать давление в несколько десятков МПа.

Кольца выполняют из ковanej бронзы, иногда с заливкой баббитом. Поверхности вала и корпусов должны быть закалены или азотированы. Шероховатость трущихся поверхно-

стей не более $Ra = 0,63 \div 1,25$ мкм. Следует обязательно подводить к трущимся поверхностям небольшое количество смазки.

Уплотнение поршней. Поршневые кольца

Поршни небольшого диаметра (плунжеры гидравлических, масляных, топливных насосов и т. п.) уплотняют притиркой к поверхностям цилиндров. Уплотнение улучшают введением лабиринтных канавок (рис. 700).

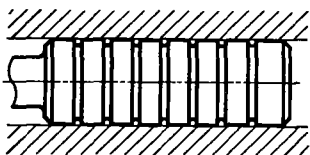


Рис. 700. Уплотнение плунжера притиркой и лабиринтными канавками

Поршни большого диаметра, работающие при низких температурах и невысоких давлениях (например, в гидравлических, пневматических и вакуумных цилиндрах), уплотняют лабиринтными канавками (рис. 701, I) или резиновыми кольцами (рис. 701, II). При более высоких давлениях применяют манжетные уплотнения (рис. 701, III). Наиболее надежное и универсальное уплотнение, способное работать при высоких температурах и держать самые высокие давления, — это уплотнение поршневыми кольцами (рис. 701, IV). Оно применяется для уплотнения жидкостей и газов.

Поршневые кольца. Поршневое кольцо представляет собой разрезное металлическое кольцо (обычно прямоугольного сечения), устанавливаемое в канавках поршня. Диаметр кольца в свободном состоянии больше диаметра ци-

линдра. При вводе в цилиндр кольцо сжимается и благодаря собственной упругости плотно прилегает к стенкам цилиндра по его окружности, за исключением узкого канала, образованного разрезом (замком) кольца.

Поршневые кольца при работе прижимаются к стенкам цилиндра не только силами собственной упругости, но и давлением рабочей жидкости (или газа), проникающей в поршневые канавки и действующей на тыльную поверхность поршневого кольца (рис. 702). Это давление может во много раз превышать давление, вызванное силами собственной упругости колец; оно играет основную роль в уплотняющем действии поршневых колец. Натяг колец при вводе в цилиндр является лишь предварительным условием создания этого давления.

По принципу действия уплотнение поршневыми кольцами с этой стороны очень близко к манжетному уплотнению. Как и там, уплотняющий элемент прижимается к стенкам цилиндра силой, пропорциональной уплотняющему давлению.

С другой стороны, уплотнение поршневыми кольцами похоже на лабиринтное уплотнение. Кольца устанавливают в поршневых канавках с торцовым и радиальным зазорами (рис. 703, I). Будучи прижаты к стенкам порш-

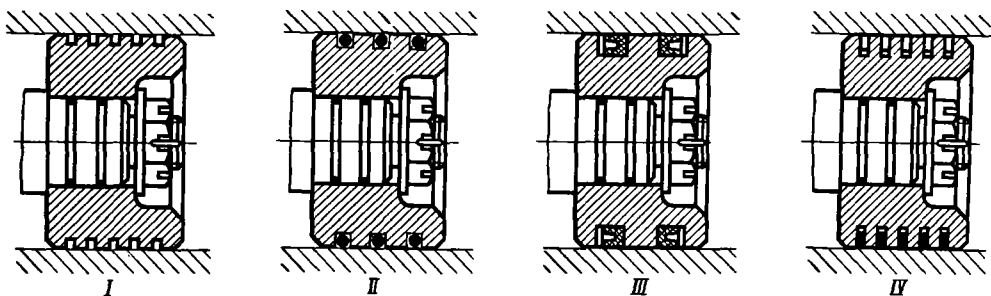


Рис. 701. Уплотнение поршня

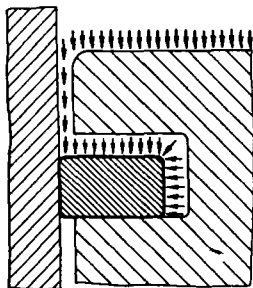


Рис. 702. Схема действия давления на поршневое кольцо

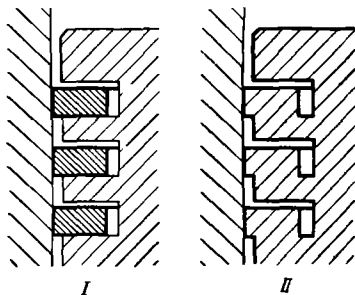


Рис. 703. К анализу уплотняющего действия поршневых колец

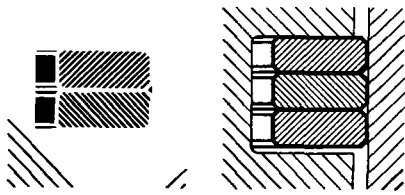


Рис. 704. Схема установки нескольких поршневых колец в одной канавке

невых канавок, кольца образуют ряд кольцевых полостей (рис. 703, II). Рабочая жидкость (или газ), проникающая в полость первого поршневого кольца, может перейти в следующую кольцевую полость только через узкую щель в замке кольца. При прохождении через щель давление жидкости падает; этот процесс повторяется при перетекании жидкости в каждую последующую полость. В результате в последней полости давление жидкости будет гораздо меньше, чем в первой.

Обычно давление в уплотняемой полости цилиндра циклически уплотняется от максимума (при рабочем ходе поршня) до нуля (при обратном ходе поршня); волна жидкости, устремляющаяся в уплотнение, имеет ограниченный запас энергии, который может быть полностью рассеян в уплотнении. При этих условиях лабиринтное уплотнение может быть вполне герметичным.

Для увеличения надежности уплотнения устанавливают последовательно несколько колец (обычно три). В уплотнениях, подверженных действию высоких давлений, устанавливают 5–10 колец, иногда и больше.

С целью уменьшения осевых габаритов уплотнения в одной поршневой канавке иногда устанавливают два кольца и более (рис. 704).

Кольца устанавливают в канавках (рис. 705) с торцовым зазором около $\Delta = (0,05 \div 0,1)h$.

Зазор s между тыльной поверхностью кольца и днищем поршневой канавки должен быть в пределах $(0,2 - 0,25)b$.

Зазор в замке выбирают из условия, чтобы в рабочем состоянии (когда кольцо в цилинд-

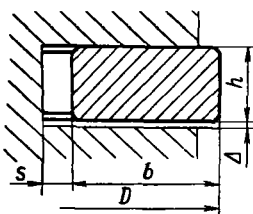


Рис. 705. Схема установки поршневого кольца в канавке

ре) в стыке оставался бы зазор для компенсации температурных деформаций. Этот просвет желательно делать минимальным для уменьшения перетекания жидкости через замок, а также с учетом того обстоятельства, что зазор в замке быстро увеличивается с износом кольца и стенок цилиндра (пропорционально $2\pi\delta$, где δ — радиальный износ наружной поверхности кольца и стенки цилиндра).

Практически этот просвет делают $t = (0,002 \div 0,005)D_0$, где D_0 — диаметр цилиндра.

Если уплотнение работает при повышенных температурах (например, в цилиндрах компрессоров и двигателей), то к этой величине просвета следует прибавить Δ_t — удлинение кольца при нагреве, определяемое из соотношения

$$\Delta_t = \pi D_0 [\alpha_k (t_k - t_0) - \alpha_{ц} (t_{ц} - t_0)],$$

где α_k и $\alpha_{ц}$ — коэффициенты линейного расширения соответственно материалов кольца и цилиндра; t_k и $t_{ц}$ — рабочие температуры соответственно кольца и цилиндра, °C; t_0 — исходная температура (температура сборки), °C.

Расчет поршневых колец на прочность. Диаметр кольца в свободном состоянии выбирают с таким расчетом, чтобы получить достаточный натяг при введении кольца в цилиндр. Вместе с тем в материале кольца не должны возникать высокие напряжения в рабочем состоянии, когда кольцо сжато стенками цилиндра, и при установке кольца в поршневые канавки, когда концы колец разводят для надевания на поршень. Опасное сечение находится на оси симметрии кольца против замка. В рабочем состоянии наружные волокна сечения подвергаются растяжению, внутренние — сжатию; при надевании кольца наружные волокна сжаты, внутренние — растянуты.

Максимальное напряжение в рабочем состоянии

$$\sigma_{\max} = E \frac{b}{D_0} \left(1 - \frac{D_0}{D} \right), \quad (138)$$

где D_0 — диаметр цилиндра, мм; D — наружный диаметр кольца в свободном состоянии, мм; b — ширина сечения кольца, мм; E — модуль упругости материала кольца, МПа.

Отсюда

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_{\max} D_0}{E b}}. \quad (139)$$

Максимальное напряжение при надевании кольца на поршень

$$\sigma'_{\max} = 2E \left(\frac{b}{D_0} \right)^2 - \sigma_{\max} \quad (140)$$

Напряжение σ'_{\max} , действующее однократно только при надевании кольца, может быть больше рабочего напряжения σ_{\max} , действующего постоянно, тем более, что кольцо при работе имеет повышенную температуру.

Положим $\sigma'_{\max} = a\sigma_{\max}$, где a — величина, большая единицы (в среднем $a = 1,5 \div 2$).

Подставив это выражение в уравнение (140), получим

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{1+a} 2E \left(\frac{b}{D_0} \right)^2, \quad (141)$$

откуда

$$\frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{2}{1+a} \left(\frac{b}{D_0} \right)^2.$$

Подставив это выражение в уравнение (139), получим

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{b}{D_0} \frac{2}{1+a}}. \quad (142)$$

Значения b/D_0 для колец из различных материалов

Материал	[σ]	$E \cdot 10^{-4}$	b/D_0
	МПа		
Чугун	120	8	1/21
Сталь	350	22	1/20
Бронза	150	11	1/22

Из уравнения (141) можно найти

$$\frac{b}{D_0} = \sqrt{\frac{\sigma_{\max}(1+a)}{2E}} \quad (143)$$

В таблице приведены подсчитанные по уравнению (143) значения b/D_0 для колец из различных материалов при указанных допустимых значениях $[\sigma]$ ($a = 2$).

Из таблицы видно, что значения b/D_0 для всех трех случаев близки друг к другу. В среднем можно положить $b/D_0 = 1/20$. Подставляя это значение, а также значение $a = 2$ в уравнение (142), получаем $D/D_0 = 1,035$.

В каждом отдельном случае отношения b/D_0 и D/D_0 следует определять по формулам (143), (142) с подстановкой соответствующих значений σ_{\max} и a .

Давление кольца на стенки цилиндра (предполагая равномерное давление по окружности кольца)

$$p = \frac{\sigma_{\max}}{3} \left(\frac{b}{D_0} \right)^2.$$

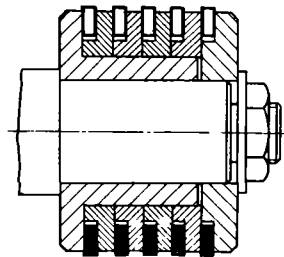


Рис. 706. Монтаж поршневых колец на съёмных шайбах

Принимая $b/D_0 = 1/20$ и подставляя приведенные выше значения σ_{\max} , получаем усредненные значения давления для колец из различных материалов: чугуна 0,1 МПа, стали 0,3 МПа, бронзы 0,125 МПа.

Приведенные выше соотношения позволяют сформулировать следующие правила конструирования поршневых колец: 1) ширина кольца b должна быть не более $1/20$ диаметра цилиндра; 2) диаметр кольца в свободном состоянии должен быть не более $1,03 - 1,04$ диаметра цилиндра.

Превышение этих величин вызывает высокие напряжения при работе и надевании кольца на поршень. В каждом отдельном случае оно должно быть обосновано расчетом. Если по каким-нибудь причинам приходится применять кольца с отношением $b/D_0 > 1/20$ (например, в случае цилиндров малого диаметра), необходимо монтировать кольца на съёмных промежуточных шайбах (рис. 706). Напряжения в кольце и оказываемое им давление на стенки цилиндра не зависят от высоты кольца h (см. рис. 705).

Увеличение высоты вызывает только повышение жесткости кольца, сопровождающееся ослаблением манжетного эффекта и увеличением силы, необходимой для надевания кольца на поршень.

Высоту h кольца обычно делают равной $(0,5 - 0,7)b$. Для определения высоты можно пользоваться соотношением

$$h = 2 + (0,01 \div 0,03) D_0,$$

где D_0 — диаметр цилиндра, мм.

Поршневые кольца равномерного давления. Кольца круглой формы не обеспечивают равномерного давления по окружности. Типичная полярная диаграмма давлений (роза давлений) для этих колец показана на рис. 707.

Равномерное давление обеспечивают кольца, образованные двумя окружностями, из которых внутренняя смещена до соприкосновения с наружной окружностью (рис. 708, I). Практически такие кольца невыполнимы;

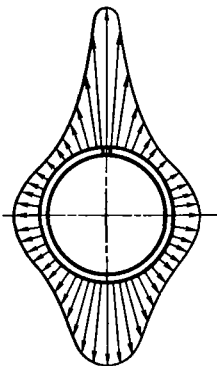


Рис. 707. Распределение давления по окружности круглого кольца

можно только в большей или меньшей степени приблизиться к подобной форме (рис. 708, II). Такую форму придают иногда пружинным стопорным кольцам для выравнивания давления по окружности и повышения гибкости кольца с целью облегчения монтажа.

Другой способ получения равномерного давления по окружности состоит в том, что кольцу в свободном состоянии придают форму, несколько напоминающую эллипс (эти кольца условно называют эллиптическими). После введения в цилиндр кольцо принимает круговую форму и оказывает равномерное давление на стенки цилиндра.

Координаты осевой линии кольца равномерного давления в свободном состоянии (рис. 709) определяют из соотношений

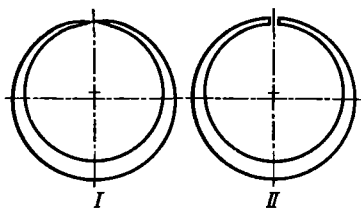


Рис. 708. Форма кольца с равномерным давлением по окружности

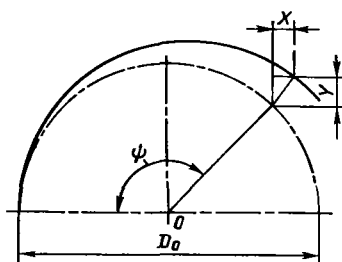


Рис. 709. К определению координат осевой линии кольца равномерного давления

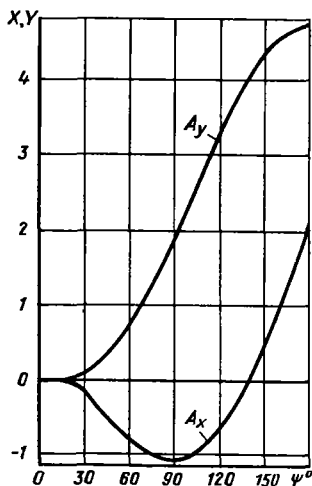


Рис. 710. Значения A_x , A_y в функции угла ψ

$$X = \frac{\sigma_{\max}}{4E} \frac{D_0^2}{b} A_x; \quad (144)$$

$$Y = \frac{\sigma_{\max}}{4E} \frac{D_0^2}{b} A_y, \quad (145)$$

где A_x и A_y — безразмерные величины, зависящие только от угла ψ ,

$$A_x = 1 - \cos \psi - \psi \sin \psi - \frac{\sin^2 \psi}{2};$$

$$A_y = \frac{\psi}{2} + \sin \psi - \psi \cos \psi - \frac{\sin \psi \cos \psi}{2}.$$

Значения A_x и A_y приведены на рис. 710 в функции угла ψ . Напряжения σ_{\max} в выражениях (144) и (145) определяются расчетом на прочность по формуле (138).

Зазор s между концами кольца в свободном состоянии равен значению $2Y$ при $\psi = 180^\circ$, т. е. 9,42 (см. рис. 710), умноженному на соответствующий фактор пропорциональности:

$$s = 9,42 \frac{\sigma_{\max}}{4E} \frac{D_0^2}{b}.$$

Конструкция колец. Чаще всего применяют кольца прямоугольного сечения (рис. 711, I). На внутренних углах колец делают фаски (0,2–0,5)45° во избежание прилегания колец к закругленным углам поршневых канавок, а также для облегчения надевания колец на поршень. У колец большого диаметра на наружной поверхности делают лабиринтные канавки (рис. 711, II).

Для увеличения давления на стенки цилиндра на наружной поверхности колец делают

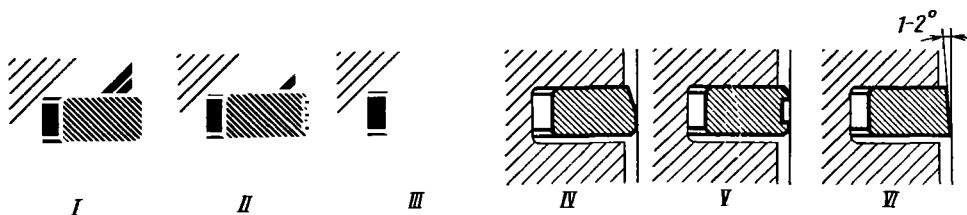


Рис. 711. Формы сечений поршневых колец

кольцевые выборки (рис. 711, III, IV). Однако эта мера уменьшает манжетный эффект кольца, так как давление жидкости на наружную поверхность кольца на участке выборки уравновешивает давление жидкости на тыльную поверхность кольца.

Это обстоятельство используют для равномерного распределения нагрузки между кольцами. Выборки в первых, обращенных к рабочему пространству цилиндра кольцах снижают силу прижатия первых колец к стенкам цилиндра и тем самым подгружают следующие кольца. Этот прием применяют в гидравлических цилиндрах, в цилиндрах поршневых компрессоров и т. д. Указанный прием полезен и в вакуумных цилиндрах, где вакуум отжимает кольца от стенок цилиндра и где, следовательно, важно уменьшить манжетный эффект.

У двигателей внутреннего сгорания выборки на первых кольцах не делают, так как это увеличивает опасность закоксовывания колец из-за проникновения продуктов сгорания в зазор между кольцом и стенкой цилиндра. Выборки делают только на последних кольцах, к которым подводится давление, значительно ослабленное дросселирующим действием предыдущих колец, и где приходится полагаться больше на собственную упругость кольца, чем на манжетный эффект. Выборки, подобные

изображенным на рис. 711, V, мало влияют на манжетный эффект.

Для ускорения приработки колец к стенкам цилиндра наружную поверхность колец выполняют конической (рис. 711, VI), оставляя узкую (0,3—0,5 мм) цилиндрическую ленточку. Этот способ требует индивидуальной обработки колец на конус.

Производительнее способ групповой обработки, при котором кольца зажимают в виде пакета между массивными коническими дисками (рис. 712, I) и шлифуют (рис. 712, II). После разборки пакета кольца выпрямляются, в результате чего наружная поверхность колец приобретает небольшую конусность. Данным способом можно получать кольца с углом наклона образующих $20'$ — $30'$ (поэтому кольца называют «минутными»). Такой наклон трудно заметить глазом. Во избежание ошибок при монтаже необходимо метить торцы колец, указывая направление конусности.

Другой прием придания конусности рабочей поверхности основан на свойстве асимметричных сечений скручиваться под действием изгибающих сил. На внутренней поверхности колец делают выборки или скосы (рис. 713, I, II), смещающие главную ось инерции сечения относительно направления изгибающих сил. При введении в цилиндр такие

Рис. 712. Групповая обработка «минутных» колец

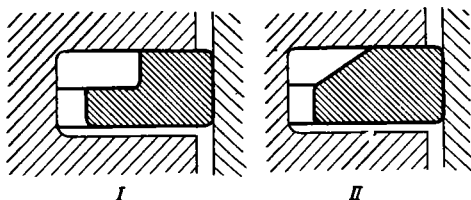
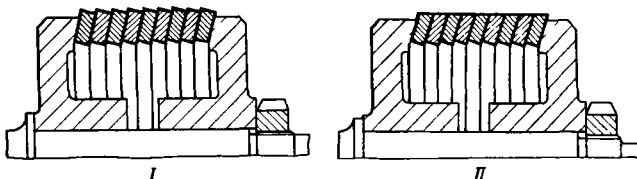
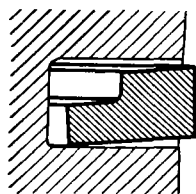


Рис. 713. Профили «скручивающихся» колец

Рис. 714. Скручивание кольца асимметричного профиля под действием радиальных сил давления



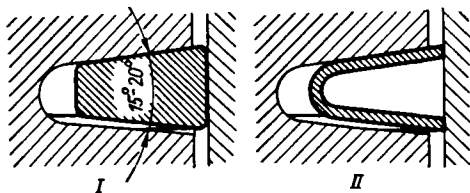


Рис. 715. Трапецидальные кольца

кольца скручиваются под действием давления, оказываемого стенками цилиндра, в результате чего наружная поверхность колец приобретает коническую форму (рис. 714). Конусность различна по окружности колец и максимальна на концах кольца. Трение кромок кольца о стенки цилиндра при ходе поршня вниз, в свою очередь, способствует скручиванию кольца. Благодаря простоте изготовления скручивающиеся кольца получили широкое распространение.

Кольца трапецеидального сечения (рис. 715, I, II) применяют в цилиндрах, работающих при высоких температурах (цилиндры двигателей внутреннего сгорания, поршневых компрессоров высокого давления), где имеется опасность закоксовывания колец из-за разложения масла при высоких температурах. Коническая форма колец способствует выдавливанию отложений из поршневых канавок при каждой перемене направления движения поршня, благодаря чему кольца сохраняют подвижность в канавках. Трапецеидальные кольца, кроме того, оказывают повышенное давление на стенки цилиндра в результате расклинивающего действия конических поверхностей канавок при движении поршня.

На рис. 716, I, II показаны профили «скручивающихся» трапецеидальных колец.

Маслосбрасывающие кольца. В цилиндрах, работающих на газах, необходимо предупредить проникновение смазочного масла в рабочую полость цилиндра. Задачу решают применением маслосбрасывающих (или масляных) колец, устанавливаемых впереди (по направлению рабочего хода поршня) обычных уплотняющих колец, которые в данном случае называют газовыми кольцами.

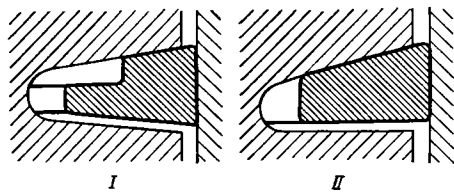


Рис. 716. «Скручивающиеся» трапецидальные кольца

Масляные кольца соскабливают избыточное масло со стенок цилиндра, предупреждая проникновение его к газовым кольцам и в рабочую полость цилиндра. Для всех конструкций масляных колец характерно следующее: 1) повышенное давление на стенки цилиндра, достигаемое уменьшением трущихся поверхностей колец; 2) наличие полостей, в которых собирается соскабливаемое масло; 3) отвод соскабливаемого масла через отверстия, сообщающие поршневые канавки с внутренней полостью поршня; 4) увеличенные осевые зазоры в канавке.

В конструкциях на рис. 717, I, II кольцам придана форма скребка. Масло, соскабливаемое со стенок цилиндра, удаляется через горцевый зазор в поршневой канавке и по радиальным отверстиям в стенках поршня.

В кольце на рис. 717, III выполнена дополнительная маслосбрасывающая полость, сообщающаяся окнами (или радиальными отверстиями) с тыльной поверхностью кольца. В конструкциях на рис. 717, IV масло удаляется из-под скребка через пазы на торце кольца. На рис. 717, V изображено маслосбрасывающее кольцо трапецеидального профиля. Для тяжелых условий работы применяют двоянную установку масляных колец (рис. 717, VI).

Замки поршневых колец. Наиболее простой замок — с прямым разрезом (рис. 718, I) имеет тот недостаток, что концы кольца оказывают повышенное давление на стенки цилиндра и выработывают поверхность стенок. Утечка через такой замок относительно велика.

Лучше замки с косым разрезом (рис. 718, II), у которых давление на стенки цилиндра равномернее в силу постепенного утонения концов. Уплотняющая способность таких замков

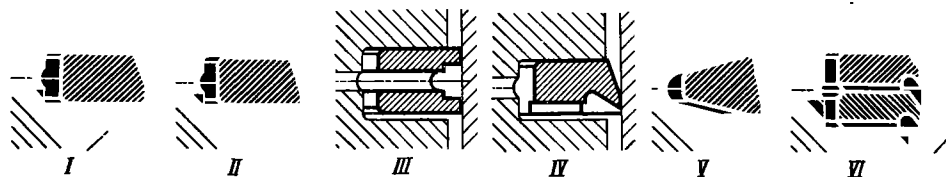


Рис. 717. Маслосбрасывающие кольца

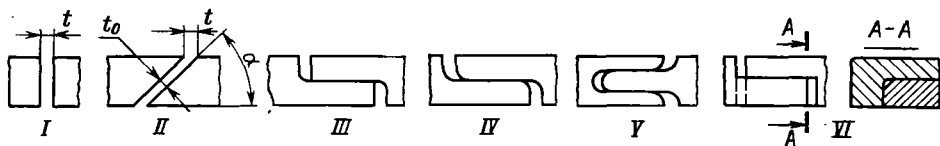


Рис. 718. Замки поршневых колец

выше благодаря удлинению пути жидкости в замке. Кроме того, при заданном зазоре t в плоскости смыкания кольца (тангенциальный зазор) нормальный зазор t_0 в стыке, определяющий величину перетекания жидкости, здесь меньше и равен $t_0 = t \sin \alpha$ (где α — угол наклона разреза). Для наиболее употребительного угла наклона $\alpha = 45^\circ$ $t_0 = t \sin 45^\circ \approx 0,7t$.

Еще выше уплотняющая способность ступенчатых замков (рис. 718, III — V), у которых зазор в стыке теоретически равен нулю. Однако изготовление таких замков сложнее; кроме того, при малой высоте колец их усы получаются слишком тонкими и легко ломаются. Для увеличения прочности целесообразно переход усов в тело кольца выполнять плавными галтелями (рис. 718, IV, V).

На рис. 718, VI изображен «герметичный» двухступенчатый замок со ступенями, расположенными во взаимно перпендикулярных плоскостях. Утечка газов через стык здесь существенно меньше, чем в предыдущих конструкциях. Однако изготовление таких замков много труднее.

Стопорение колец. Так как кольца устанавливаются в поршневых канавках подвижно, то может случиться, что при работе стыки смежных колец станут друг против друга, в результате чего утечка увеличится. Для предупреждения этого явления поршневые кольца стопорят в угловом направлении с помощью радиальных штифтов, располагаемых в стыке колец и закрепляемых в теле поршня. Стыки соседних колец устанавливают диаметрально противоположно.

Способы стопорения показаны на рис. 719, I — VI. Недостаток стопорения колец в том, что кольца (в силу всегда имеющейся неравномерности давления по периферии) изнашивают стенки цилиндра неравномерно, нарушая его круглую форму. У подвижных, незаstopоренных колец неравномерность износа сглаживается угловым перемещением (блужда-

нием) колец в поршневых канавках во время работы. У колец с косым стыком угловое перемещение имеет регулярный характер благодаря сдвигающим силам, возникающим в стыке при возвратно-поступательном движении поршня и стремящимся повернуть кольцо в канавке.

Стопорение колец обязательно, если на стенках цилиндра имеются углубления, каналы, окна (например, продувочные окна в двухтактных двигателях внутреннего сгорания), пересекаемые кольцами при возвратно-поступательном движении поршня. Случайное совпадение стыка с окнами может вызвать поломку колец.

Материалы. Изготовление. Поршневые кольца изготавливают чаще всего из качественного перлитного чугуна, отличающегося износостойкостью и высокими антифрикционными свойствами, обусловленными присутствием в структуре пластинчатого графита.

Типовые механические свойства чугунов для поршневых колец следующие (верхние пределы относятся к легированному чугунам): $E = (11 \div 13) 10^4$ МПа; $\sigma_b = 300 \div 500$ МПа; $\sigma_{0.2} = 400 \div 600$ МПа; $\sigma_{0.2} = 200 \div 300$ МПа; HB 100 — 120; $\delta = 0,2 \div 0,6\%$.

Механические свойства практически не изменяются до 450 С.

Чугунные поршневые кольца после обдирки подвергают старению, естественному или искусственному (при 500 — 550 °С).

Кольца, работающие в условиях обильной смазки, изготавливают из пружинной стали, закаленной и подвергнутой среднему отпуску (350 — 500 С). Стальные кольца требуют повышенной поверхностной твердости стенок цилиндра.

Иногда поршневые кольца изготавливают из ковanej бронзы марок БрАЖН или БрАЖМц, а в ответственных случаях — из бериллиевой бронзы марки БрБ2.

«Эллиптические» кольца равномерного давления получают одним из следующих спосо-



Рис. 719. Способы стопорения поршневых колец

бов: 1) отливкой (для чугунных колец) заготовок, имеющих в плане форму, соответствующую теоретическому профилю; 2) обработкой заготовок по копиру; 3) деформацией заготовки с последующей фиксацией формы термической обработкой (термический способ); 4) накатыванием внутренней поверхности колец с переменной силой накатки.

Чугунные кольца ответственного назначения изготавливают литьем в кокили. Отливки получают с минимальными припусками на последующую механическую обработку.

При обработке по копиру кольцо придают необходимый профиль точением или фрезерованием. Затем делают прорез, сводят концы и в таком состоянии обрабатывают наружную и внутреннюю поверхности на круглошлифовальных станках.

При изготовлении чугунных колец по термическому способу круглые заготовки, выполненные с небольшим припуском на механическую обработку, надевают на оправку, форма которой соответствует теоретическому профилю. Полученную форму фиксируют нагревом заготовок до температуры 600–650°C, после чего передают заготовки на отделочные операции, которые производят со сведенными концами.

При накатывании кольца укладывают в кольцевые канавки вращающегося приспособления; тыльную поверхность колец накатывают роликом, эксцентрично установленным в приспособлении так, чтобы он оказывал максимальное давление на стороне кольца, противоположной замку. При правильном выборе величины эксцентриситета кольцо, расправляясь после накатывания, принимает форму, близкую к теоретической. После этого шлифуют торцы и в сведенном состоянии наружную поверхность колец.

При накатывании происходит нагартовка: во внутренних волокнах кольца создаются напряжения сжатия, противоположные напряжениям растяжения, возникающим при надавливании кольца на поршень, благодаря чему можно безопасно увеличить ширину кольца с выигрышем в давлении.

После отделочных операций кольца подвергают притирке в эталонном цилиндре. Точность прилегания колец проверяют просвечиванием щели между наружной поверхностью кольца и стенками эталонного цилиндра. Нормы допустимого просвета устанавливают в зависимости от назначения колец. Для точных колец допустим просвет не более 0,01 мм.

Кольца ответственного назначения проверяют на равномерность радиального давления с помощью электропьезометрических или

электромагнитных приборов с построением полярной диаграммы давлений.

Покрытие. Для увеличения износостойкости и срока службы колец рабочую поверхность поршневых колец хромируют. Хромовое покрытие отличается очень высокой твердостью (HV 900–1000), жаростойкостью, низким коэффициентом трения и противозадирными свойствами.

При гальваническом твердом хромировании хром наносят сплошным слоем толщиной 0,15–0,25 мм для малых колец и до 0,5 мм для больших колец.

После хромирования тонкопокрытые кольца устанавливают в цилиндр; толстопокрытые кольца подвергают шлифованию для устранения неравномерности покрытия хрома.

Твердому хромированию присущи следующие недостатки:

1) вследствие высокой твердости хрома и плохой смачиваемости маслом процесс приработки колец очень затягивается;

2) кольца требуют повышенной точности изготовления цилиндра и полного устранения просветов между кольцом и зеркалом цилиндра.

Эти недостатки в значительной мере устраняются пористым хромированием. Хром сначала наносят сплошным слоем, затем наружную поверхность покрытия разрыхляют (переменной направленности тока в конце хромирования) на глубину, равную примерно 0,25 толщины покрытия.

Пористая поверхность хорошо удерживает масло. В процессе приработки разрыхленная поверхность сравнительно быстро истирается (особенно на участках повышенного давления), после чего обнажается нижележащий слой твердого сплошного хрома. Присутствие масла в пористом слое предупреждает задиры в процессе приработки.

Износостойкость пористохромированных колец сильно зависит от структуры пористого слоя, предопределяющей правильность процесса приработки. Наилучшие результаты дает сетчатая пористость с размером пор 0,05–0,1 мм². При правильно проведенном процессе приработки износостойкость хромированных колец в 15–20 раз превышает износостойкость обычных чугунных колец.

Материал хромированных колец не имеет столь большого значения, как материал нехромированных колец. Это позволяет применять для изготовления хромированных колец высокопрочный модифицированный чугун с шаровидным графитом и сталь.

Применяют также хромирование зеркала цилиндра. Этот процесс дороже хромирования колец, так как хромированная поверхность

цилиндров подлежит тщательной обработке. Однако этот способ открывает возможность изготовления цилиндров из алюминиевых сплавов, отличающихся высокой теплопроводностью, что имеет особое значение для цилиндров, работающих при повышенных температурах.

Другие способы повышения износостойкости поршневых колец перечислены ниже.

Оксидирование (воронение) — образование на поверхности колец тонкого ($\sim 0,01$ мм) слоя магнитной окиси железа Fe_3O_4 путем выдержки колец при $500-550$ С в атмосфере газообразных окислителей и водяного пара.

Фосфатирование — выдержка колец в горячем водном растворе фосфорной кислоты, насыщенном фосфатами Fe, Mn или Zn. На поверхности колец образуется пористый кристаллический слой фосфатов, хорошо впитывающий смазку.

Диффузионное силицирование — выдержка колец в порошкообразном карбиде кремния SiC при температуре около 1000 С. При этом поверхностный слой насыщается кремнием, повышающим износостойкость колец.

Диффузионное хромирование — насыщение поверхностного слоя хромом пу-

тем выдержки колец в расплавленном хлоридом хрома $CrCl_2$ или в атмосфере газообразных хлоридов хрома при температуре около 1000 °С.

Алигирование — выдержка колец в смеси порошкообразного алюминия и окиси алюминия Al_2O_3 при температуре около 1000 С, в результате чего в поверхностном слое образуются кристаллы твердого раствора алюминия в α -железе, а на поверхности — тонкая износостойкая пленка окиси алюминия.

Сульфидирование — выдержка колец в горячем растворе едкого натрия NaOH с примесью серы или в расплаве цианистого натрия NaCN и сернокислого натрия Na_2SO_4 . Сульфидированный слой отличается исключительной износостойкостью и сопротивлением схватыванию.

Для ускорения приработки кольца подвергают гальваническому лужению, кадмированию или омеднению. Наилучшие результаты дает лужение. Гальваническое лужение производят в ванне с натривой солью оловянной кислоты при 75 С. Толщина слоя олова $0,005-0,010$ мм.

Кольца, работающие при умеренных температурах, покрывают тонким слоем синтетической смолы (эпоксиды), фторопластов и т. п. с примесью графитного или металлического порошка.

16. УПЛОТНЕНИЕ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ЛИСТОВЫЕ ПРОКЛАДКИ

Для обеспечения герметичности плоские стыки чаще всего уплотняют листовыми прокладками из упругого материала. Как правило, на прокладках ставят крышки маслосодержащих резервуаров, работающих под давлением или вакуумом, фланцы трубопроводов и т. д. На мягких прокладках собирают также части корпусов механических передач (в тех случаях, когда нет необходимости выдерживать точное взаимное расположение частей).

Прокладочный материал выбирают в зависимости от условий работы, давления, температурного режима и т. д. Для уплотнения соединений общего назначения, например крышек маслосодержащих полостей, чаще всего применяют прокладочную бумагу толщиной 0,05—0,15 мм, кабельную бумагу (бумагу, пропитанную бакелитом или другими синтетическими смолами), прокладочный картон толщиной 0,5—1,5 мм, прессшпан и т. д. Наилучшими свойствами обладают прокладки из синтетических материалов типа полихлорвинила и политрифторэтилена.

Для соединений, работающих при высоких температурах, применяют прокладочные материалы с асбестом (асбестовую бумагу, асбестовый картон и т. д.). Паропроводы уплотняют чаще всего паронитом, представляющим собой композицию асбеста с натуральной или синтетической резиной. Паронит выдерживает температуру до 450 С. При высоких температурах применяют также листовые прокладки из пластичных металлов — листового свинца, алюминиевой и медной фольги и т. д. Такие прокладки требуют повышенной силы затяжки.

В случаях, когда наряду с уплотнением требуется еще регулирование расстояния между стыкуемыми деталями, применяют шимы — набор прокладок из тонкой (0,05 мм) латунной или медной фольги (например, для регулирования натяга и одновременного уплотнения в парных установках конических или радиально-упорных подшипниках качения).

Для увеличения надежности уплотнения прокладки смазывают уплотняющими составами. Бумажные и картонные прокладки ставят на вареной олифе, шеллаке, бакелите-сырце, жидком стекле, сурике, белилах и т. д.

Хорошими герметизирующими свойствами обладает мазь следующего состава: шеллак 35%; спирт 55%; графит чешуйчатый 6%; касторовое масло 3%; краситель (охра) 1%.

Широко применяют также герметики — уплотняющие мази разнообразной рецептуры, преимущественно на основе натуральной или синтетической резины, с соответствующими растворителями. Для уплотнений, работающих при высоких температурах, применяют термостойкие мази, например этилсиликат, силосановые эмали и т. д.

Прокладки из мягких материалов после однократного пользования подлежат замене.

Редко разбираемые соединения уплотняют материалами, которые в стыках расплющиваются, а именно: хлопчатобумажной ниткой, проваренной в масле; резиновыми нитками и шнурами; просаленными асбестовыми шнурами; проволокой из свинца, алюминия или отожженной красной меди. Последние два способа применяют для соединений, работающих при высоких температурах.

Прокладки из мягких материалов применяют для соединений, стягиваемых болтами, шпильками и т. д., когда прокладка при затяжке подвергается только сжатию. Прокладки, испытывающие при затяжке сдвиг (например, прокладки под ввертные штуцеры, пробки), изготовляют из более прочных и жестких материалов, например из фибры, свинца и отожженной красной меди.

Применяют также армированные прокладки, состоящие из упругого материала (резины, пластика, асбеста и т. д.), заключенного в оболочку из мягкого металла (меди, латуни). Разновидности таких прокладок показаны на рис. 720, I — VI.

На рис. 721 показан пример применения армированной прокладки для уплотнения ввертного штуцера. Прокладки такого типа могут быть использованы многократно.

Установка прокладок. Прокладки должны быть зафиксированы относительно уплотняемых поверхностей и затянуты по всей поверхности.

Типичные ошибки установки прокладок представлены на рис. 722. В конструкции на рис. 722, I прокладка не зафиксирована в радиальном направлении и может быть сдвинута при установке и выдавлена при затяжке. Цент-

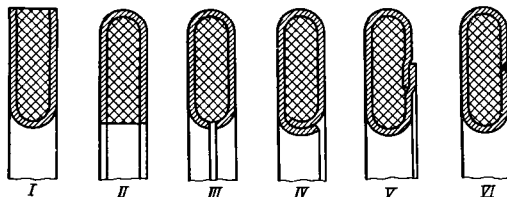


Рис. 720. Армированные прокладки

В соединениях, собираемых на шпильках (рис. 723, I), допустимо центрировать прокладку по стержням шпилек; при монтаже прокладка надевается на шпильки и притягивается привертываемой деталью, например крышкой. В соединениях на свертных болтах правильное вводит центрирующий буртик (рис. 723, II); в данном случае прокладку укладывают на крышку, подравнивают по от-

◀ Рис. 721. Уплотнение свертного штуцера армированной прокладкой

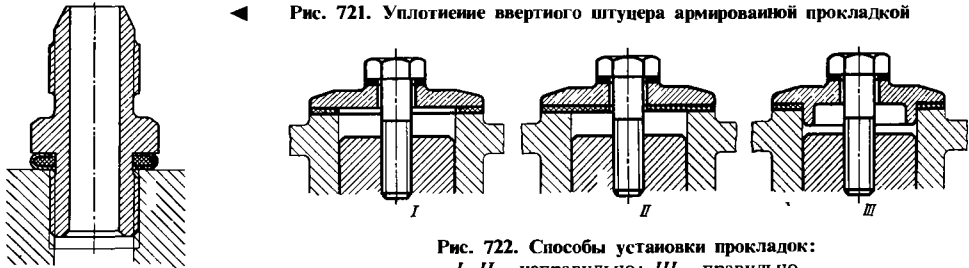


Рис. 722. Способы установки прокладок:
I, II — неправильно; III — правильно

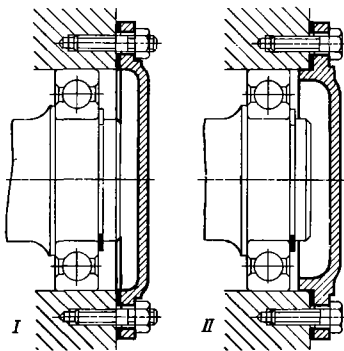


Рис. 723. Способы фиксации прокладок

ривание прокладки по стержню стяжного болта (рис. 722, II) не даст эффекта, так как центрирование осуществляется вслепую после установки прокладки и крышки; значительная часть прокладки находится навесу и не зажимается уплотняемыми поверхностями.

Правильная конструкция показана на рис. 722, III. Здесь прокладка центрируется на крышке буртиком, предохраняющим ее от выдавливания внутрь.

верстиям в крышке и вместе с ней устанавливают на корпус.

Следует учитывать, что прокладки, особенно имеющие значительную толщину, при затяжке деформируются. Если придать прокладке размеры, соответствующие номинальным размерам уплотняемых поверхностей (рис. 724, I), то при затяжке прокладка выдавливается наружу, что портит внешний вид соединения, и внутрь, что в случае трубопроводов и каналов может заметно сузить проходное сечение (рис. 724, II).

В таких случаях правильно делать наружный размер прокладки несколько меньше (на 0,5–1 мм), а внутренний — несколько больше номинала (рис. 724, III) с таким расчетом, чтобы края прокладки после затяжки совпадали с краями уплотняемых поверхностей.

Параметр Ra шероховатости должен быть не более 1,6 мкм (рис. 725), иначе добиться герметичности соединения трудно.

УПЛОТНЕНИЕ ЖЕСТКИХ СТЫКОВ

Уплотнение прокладками из мягких материалов всегда сопряжено с большим или меньшим изменением расстояния между уплотняемыми деталями. В машиностроении

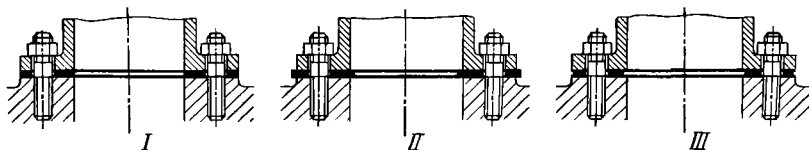


Рис. 724. К определению радиальных размеров прокладок

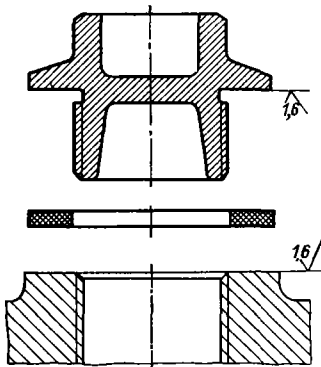


Рис. 725. К определению шероховатости уплотняемых поверхностей

нередко возникает задача уплотнения стыков типа «металл по металлу» с соблюдением точного взаимного расположения стыкуемых деталей. Таков, например, случай соединения частей корпусов, содержащих опоры скольжения или качения, и т. д.

Задача уплотнения таких жестких стыков решается несколькими способами. Неразборные и редко разбираемые соединения уплотняют герметизирующими составами, например бакелитом, белилами, суриком, жидким стеклом и т. д.

Промышленность выпускает широкий ассортимент герметиков, предназначенных для работы в разнообразных соединениях. К их числу относятся:

1) герметик У-30М на основе тиokolового каучука; масло- и водостоек, отличается высокой газонепроницаемостью; диапазон рабочих температур от -50 до $+130^{\circ}\text{C}$; адгезия к металлу невысокая;

2) герметик ВТУР на основе тиokolа с диизоцианатом; масло-, бензо- и водостоек; диапазон рабочих температур от -50 до $+130^{\circ}\text{C}$; адгезия к металлу высокая;

3) герметик ВГХ-180 — фенолформальдегидная смола с натуральным каучуком; масло- и водостоек; диапазон рабочих температур от -50 до $+130^{\circ}\text{C}$; высокая адгезия к металлу; под действием бензина и керосина набухает;

4) герметик 5Ф-13 — фторкаучук с эпоксидной смолой ЭД-6; бензо-, масло- и водостоек; диапазон рабочих температур от -50 до $+200^{\circ}\text{C}$; адгезия к металлу невысокая;

5) герметики ВИКСИНТ У-1-18, ВМТ-1 на основе полисилоксанов; масло- и водостойки; теплостойкость до 300°C ; в бензине и керосине набухают; адгезия к металлу невысокая.

Герметики выпускаются в виде паст и лаков. Их наносят на уплотняемые поверхности поливом, кистью или шпателем. Устойчивая гер-

метизирующая пленка образуется в среднем через пять-шесть суток.

Для соединений, работающих при особо высоких температурах, применяют силиконовые эмали (кремнийорганические пластмассы с порошкообразным металлическим наполнителем — Al, Zn), выдерживающие температуру до 800°C .

При затяжке избыток герметизирующего состава выдавливается; на стыке остается тонкая пленка (толщиной в несколько сотых долей миллиметра), практически не влияющая на точность взаимного расположения соединяемых деталей.

Соединения, собираемые на герметизирующих составах, с трудом поддаются разборке, особенно после работы вгорячую. В таких соединениях необходимо предусматривать съемные устройства.

Особо точные разъемные стыки типа «металл по металлу» уплотняют путем тонкой плоскостной обработки — притиркой или шабрением.

При притирке подвергают поверхности разьема, предварительно чисто обработанные строганием широкими резцами, тонким фрезерованием или шлифованием. Притирку производят на притирах-плитах из чугуна или специального стекла (пирекс) с точно обработанными плоскостями. Изделие прижимают к притиру, которому сообщают кругообразное движение небольшой амплитуды.

Притирку производят на различных притирочных материалах. Чаще всего применяют стеклянную пудру, порошки карборунда (карбид кремния), корунда (кристаллическая окись алюминия), карбида бора, алмазную пыль (для твердых металлов). В качестве смазки применяют машинное масло, керосин, жирные кислоты.

Притирку ведут сначала на шлифпорошках с размером зерна не более $100\ \mu\text{м}$, затем переходят на микропорошки. Окончательную доводку производят на пасте ГОИ, состоящей в основном из окиси хрома с добавлением связующих и смазывающих веществ (стеарина, керосина, олеиновой кислоты и т. д.). Иногда производят притирку соединяемых плоскостей непосредственно друг по другу.

Притирка — трудоемкий и дорогой процесс, поэтому ее применяют для особо ответственных стыков. В последнее время процесс притирки механизуют. В некоторых случаях притирку можно заменить производительными методами чистового строгания и чистового фрезерования.

Шабрение производят обычно в такой последовательности. Сначала шабруют по плитам одну плоскость разьема до получения

двух — пяти пятен контакта на 1 см^2 . Пришабренную по плите плоскость покрывают тонким слоем краски (лазурь), устанавливают на нее стыкуемую деталь, легкими кругообразными движениями переводят на нее краску и удаляют шаберами следы краски. Эту операцию производят многократно до получения необходимой точности прилегания. Шабрение является весьма трудоемким процессом и в серийном производстве применяется редко.

Притертые или пришабренные поверхности при сборке покрывают тонким слоем герметизирующей мастики. Мастики чаще всего изготавливают из разведенной на вареной олифе тонкотертой краски (свинцовые белила, свинцовый сурик, охра и т. д.), железной пудры или серебристого графита с маслом. Применяют также суспензию коллоидального графита в масле. Иногда соединяемые поверхности натирают всухую серебристым графитом.

Для надежного уплотнения стыков типа «металл по металлу» требуется повышенная жесткость фланцев и частое расположение стягивающих болтов.

Другой способ уплотнения жестких стыков заключается в установке на стыкуемых поверхностях утолщенных упругих прокладок прямоугольного или круглого сечения. Прокладки устанавливают в канавках, выполненных по всей периферии стыка. В свободном состоянии прокладка выступает над поверхностью стыка на строго определенную величину a (рис. 726, I), зависящую от материала прокладки и желаемой силы уплотнения. При затяжке стыкуемые поверхности доводят до соприкосновения, причем материал прокладки упруго или пластически деформируется, осуществляя уплотнение поверхностей (рис. 726, II).

Для увеличения герметичности на уплотняемых поверхностях делают мелкие канавки (рис. 727), в которые затекает деформируемый материал прокладки. С той же целью прокладку делают гребенчатой (рис. 728). При затяжке гребешки сминаются, образуя ряд канавок, действующих подобно лабиринтному уплотнению.

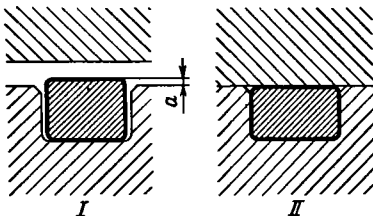


Рис. 726. Уплотнение стыков «металл по металлу» прокладками:

I и II — положения до и после сборки

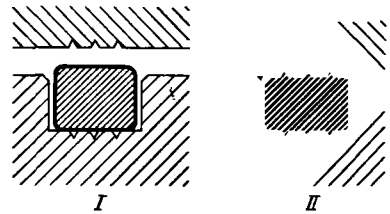


Рис. 727. Уплотнение стыков «металл по металлу» с использованием мелких канавок:

I и II — положения до и после сборки

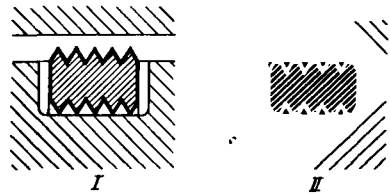


Рис. 728. Уплотнение стыков «металл по металлу» гребенчатой прокладкой:

I и II — положения до и после сборки

Сечение канавки должно быть больше сечения прокладки, для того чтобы не препятствовать деформации прокладки.

Материал прокладки выбирают в зависимости от условий работы стыка. Для стыков, работающих в нормальных условиях, применяют резину, пластики; для стыков, работающих при повышенных температурах, — пластичные металлы: свинец, алюминий, отожженную красную медь и т. д. Хорошее уплотнение обеспечивают прокладкой из красной меди с гальваническим кадмиевым покрытием.

На рис. 729 изображено уплотнение упругой прокладкой, установленной в замкнутом пространстве, образованном канавкой на одной из поверхностей и гребешком на другой. Этот способ применяют преимущественно для круглых фланцев, у которых канавки и шипы

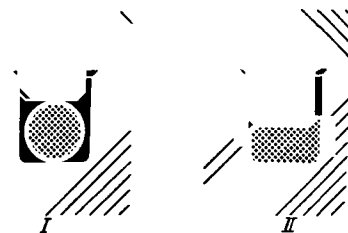


Рис. 729. Уплотнение стыков «металл по металлу» (для круглых фланцев):

I и II — положения до и после сборки

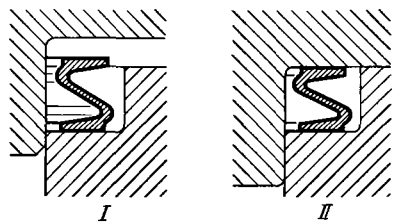


Рис. 730. Уплотнение стыка гофрированным кольцом:
I и II — положения до и после сборки

могут быть изготовлены точением с необходимой степенью точности.

Круглые фланцы уплотняют также упругими металлическими кольцами (рис. 730), чаще всего Z-образного сечения (так называемые гофрированные кольца). Формы гофрированных

лец показаны (в порядке возрастающей упругости) на рис. 731.

Круглые фланцы с центрирующими буртиками уплотняют шнурами из упругих материалов (резины, синтетики), которые закладывают в канавки, проделанные в буртике (рис. 732). При таком расположении на стыке обеспечивается чистый контакт «металл по металлу». Этот способ применяют только для «холодных» стыков.

На рис. 733 показан способ установки прокладки в открытой канавке на периферии стыка. Преимущество этого способа заключается в том, что прокладка предохраняет стык от внешних воздействий и предупреждает коррозию металлических поверхностей стыка. Примеры установки периферийных прокладок приведены на рис. 734, I, II.

Встречаются случаи, когда в стыках «металл

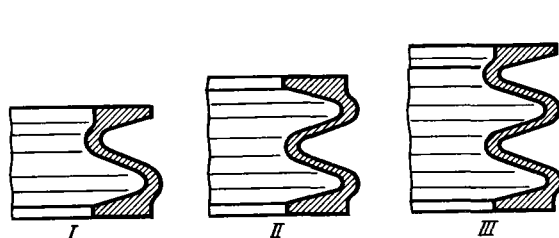


Рис. 731. Гофрированные кольца:
I — полугофрированное;
II — одногофрированное;
III — полуторогофрированное;
IV — двухгофрированное

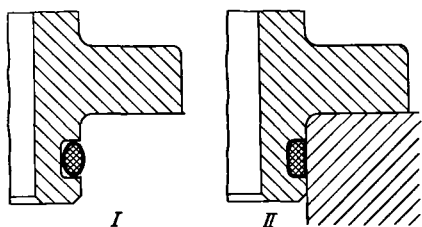


Рис. 732. Уплотнение стыков «металл по металлу» шнурами из упругого материала:
I и II — положения до и после сборки



Рис. 733. Уплотнение стыков «металл по металлу» периферийными прокладками:
I и II — положения до и после сборки

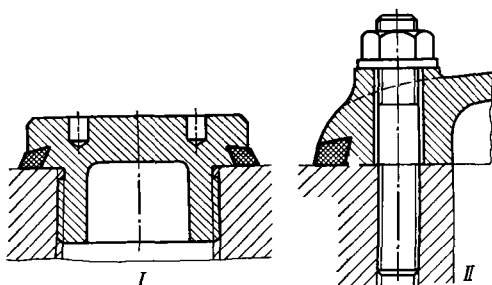


Рис. 734. Примеры уплотнения периферийными прокладками

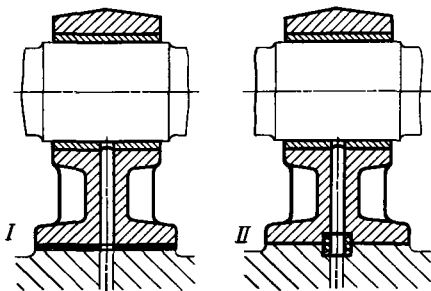


Рис. 735. Уплотнение масляного канала подшипника:
I — неправильно; II — правильно

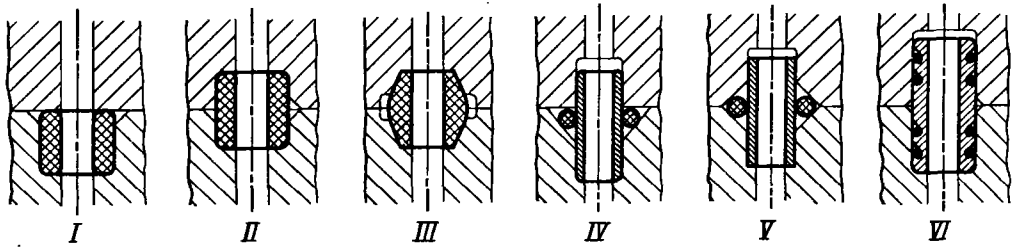


Рис. 736. Уплотняющие вставки

по металлу» требуется уплотнить круглые отверстия и каналы, служащие, например, для подвода смазочного масла, перепуска охлаждающей жидкости и т. д.

На рис. 735 изображено уплотнение масляного канала подшипника. Применение мягкой прокладки (рис. 735, I) здесь недопустимо, так как при натяжке изменяется положение вала относительно смежных деталей. Например, если вал приводится в движение зубчатыми колесами, натяжка может нарушить правильное зацепление колес. В таких случаях применяют уплотняющие вставки (рис. 735, II).

На рис. 736, I – III показаны вставки из упругого материала (резины, пластика и т. п.). Уплотнение достигается за счет торцового (рис. 736, I, II) или радиального (рис. 736, III) обжатия вставок. Иногда применяют металлические вставки в виде втулок в сочетании с упругими уплотняющими элементами (рис. 736, IV – VI). Металлические вставки могут быть использованы также в качестве контрольных штифтов.

УПЛОТНЕНИЕ ФЛАНЦЕВ

На рис. 737 показаны способы уплотнения цилиндрических фланцев, например фланцев корпусных деталей.

На рис. 737, I изображено простейшее уплотнение мягкой прокладкой из листового материала. Остальные уплотнения на рис. 737 относятся к уплотнениям соединений типа «металл по металлу».

На рис. 737, II – VI показаны уплотнения шнуром из упругого материала (резины, пластика), устанавливаемым в выточку на торце фланца или корпуса. Подобные торцовые уплотнения заставляют разносить крепежные болты в радиальном направлении и увеличивать тем самым радиальные размеры фланца; торцовые уплотнения с канавками в теле фланца, кроме того, ослабляют фланец. В этом отношении лучше угловые уплотнения (рис. 737, VII – XIV). Наиболее удобны конструкции, в которых уплотняющий шнур заводится в выточку в теле фланца, состав-

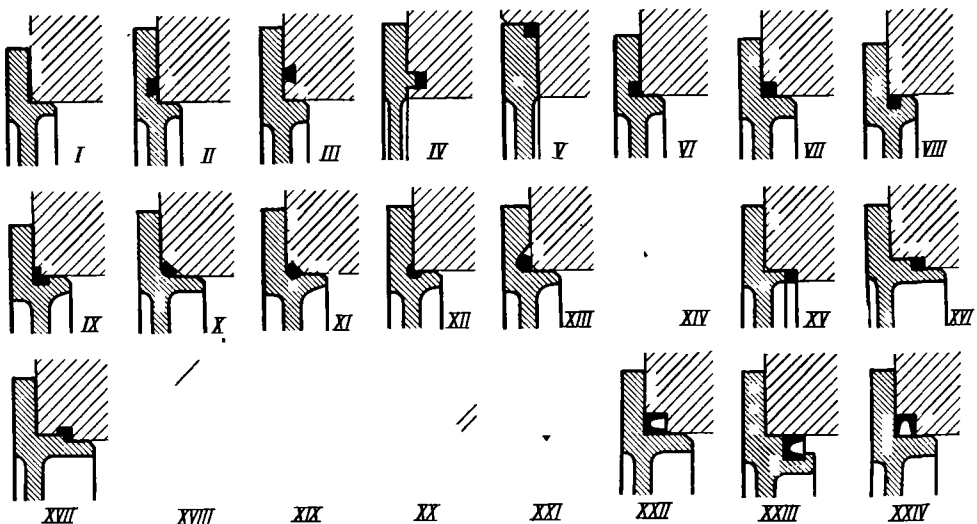


Рис. 737. Уплотнение фланцев

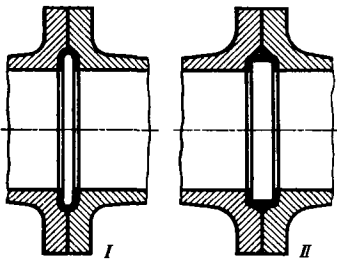


Рис. 738. Манжетные уплотнения стыка трубопроводов
 ля с ним при монтаже одно целое (рис. 737, VIII, IX, XI, XII, XIV).

Уплотнения на рис. 737, X, XI, XIV рассчитаны на повышенное давление в уплотняемой полости и основаны на манжетном эффекте: давление в уплотняемой полости, заставляя шнур перемещаться в суживающееся пространство канавок, увеличивает силу прижатия шнура к уплотняемым поверхностям.

На рис. 737, XV – XVIII показаны уплотнения с торцевой затяжкой шнура, устанавливаемого в кольцевом пространстве между фланцем и корпусом. В конструкции на рис. 737, XV существует опасность выдавливания прокладки из кольцевой канавки. Эта конструкция требует применения жестких уплотняющих прокладок.

На рис. 737, XIX – XXI изображены радиальные уплотнения: шнур закладывают в кольцевую выточку в центрирующем пояске фланца или корпуса; уплотнение осуществляется в результате радиальной деформации шнура при установке фланца. Наиболее удобны по монтажу конструкции, в которых шнур устанавливают в выточку во фланце.

В конструкции на рис. 737, XXI канавка под шнур выполнена наклонной, что придает уплотнению манжетное свойство. На рис. 737, XXII – XXIV приведены применяемые на крупногабаритных фланцах уплотнения чисто манжетного типа.

На рис. 738, I, II показаны манжетные уплотнения стыка трубопроводов.

УПЛОТНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

На рис. 739 изображены способы уплотнения резьбовых соединений большого диаметра кольцевыми прокладками и шнурами. Ввиду того, что при заворачивании этих соединений прокладки подвергаются действию сил сдвига, материал прокладок должен обладать повышенной твердостью.

На рис. 739, I – VI показаны способы углового уплотнения шнуром, укладываемым в кольцевую выточку в теле гайки; на рис. 739, VII – XI – способы уплотнения торцевой затяжкой шнура в замкнутом кольцевом пространстве между гайкой и корпусом; на рис. 739, XII – XV – способы радиального уплотнения с помощью шнура, укладываемого в кольцевую выточку в теле гайки или в корпусе.

Уплотнение ввертных деталей. Самый простой способ уплотнения ввертных деталей (штуцеров, пробок) – смазывание витков резьбы герметизирующими составами. Однако при этом способе затрудняется отвинчивание деталей вследствие «прилипания» герметизи-

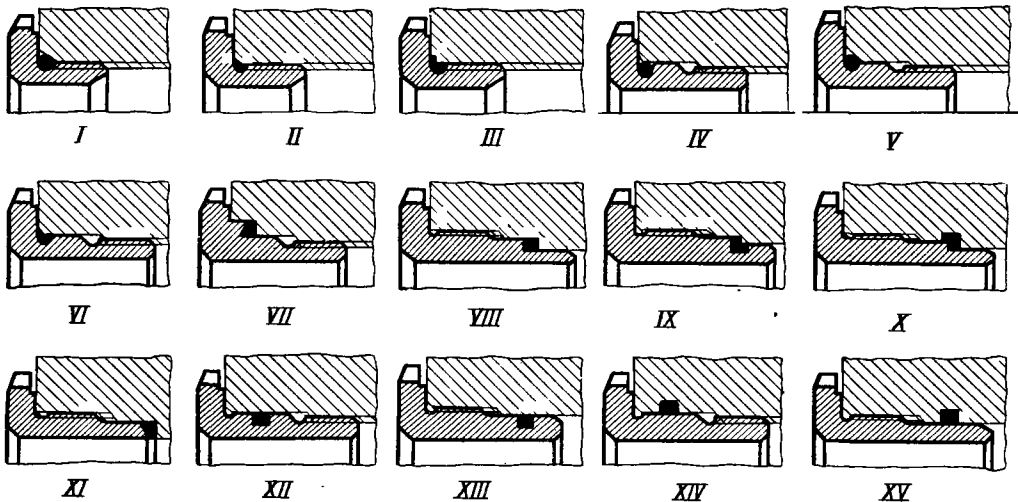


Рис. 739. Уплотнение резьбовых соединений

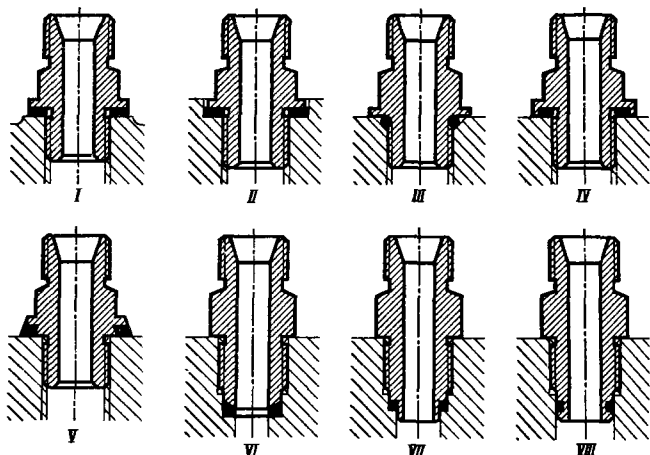


Рис. 740. Уплотнение свертных деталей упругими прокладками

рующей мази к резьбе после некоторого периода эксплуатации.

Не рекомендуется применяемая иногда на практике (особенно в ремонтных условиях) «подмотка» последних (ближайших к торцу свертной детали) витков резьбы ниткой, промазанной суриком, разведенным на масле, и т. п.

На рис. 740 приведены способы уплотнения свертных деталей упругими прокладками. В конструкции на рис. 740, I прокладка подвержена действию полной силы затяжки. Чтобы исключить раздавливание прокладки, ее необходимо выполнять из твердого или полутвердого материала, армировать или ограничивать силу затяжки.

В конструкции на рис. 740, II прокладка заключена в замкнутое кольцевое пространство, образованное выточкой в корпусе. Материал прокладки может течь только в сторону резьбы, что улучшает условия уплотнения.

В конструкции на рис. 740, III – V уплотнение достигается в результате деформации прокладки при затяжке детали на жесткий торец до отказа и определяется разностью высот прокладки и канавки под прокладку.

На рис. 740, VI, VII приведены способы уплотнения по внутреннему торцу детали. Как и в предыдущих случаях, затяжку производят до упора торца детали в корпус. В конструкции на рис. 740, VII прокладка установлена в замкнутом кольцевом пространстве и не может быть выдавлена при затяжке, как в конструкции на рис. 740, VI. Затяжка детали возможна или на прокладку, или на жесткий торец; в последнем случае объем кольцевого пространства должен быть больше объема прокладки. Сила уплотнения определяется разностью высоты прокладки и высоты кольцевого пространства (при полной затяжке детали).

В конструкции на рис. 740, VIII, прокладка расположена в радиальной канавке на хвостовике детали и при затяжке свободно перемещается относительно корпуса. Сила уплотнения определяется величиной выступа прокладки из канавки в свободном состоянии.

На рис. 741 показаны способы уплотнения свертных деталей без прокладок или с металлическими уплотняющими элементами. Завертывание на конической резьбе (рис. 741, I) обеспечивает полную герметичность, особенно если корпус выполнен из пластичного металла. Остальные приведенные на рис. 741 конструкции уплотнений основаны на пластической деформации материала корпуса или материала свертываемой детали. Их можно применять для редко разбираемых или неразъемных соединений.

На рис. 741, II, III изображены способы уплотнения острыми кольцевыми гребешками. Гребешок выполняют на детали из более твердого материала (в конструкции на рис. 741, II гребешок выполнен на корпусе, на рис. 741, III – на свертной детали) и при завертывании врезается в мягкий материал, обеспечивая уплотнение. На рис. 741, IV, V приведены аналогичные уплотнения с применением отдельных кольцевых шипов, выполняемых из закаленной стали. Материал свертной детали и корпуса в данном случае должен быть мягче материала шипового кольца.

На рис. 741, VI – VIII показаны способы уплотнения, основанные на пластической деформации резьбы корпуса. В конструкции на рис. 741, VI резьба на свертной детали выполнена со сбегом; при завертывании детали неполные витки резьбы сминают витки резьбы в корпусе, обеспечивая герметичность соединения. В конструкции на рис. 741, VII резьба на свертной детали переходит в конус; при за-

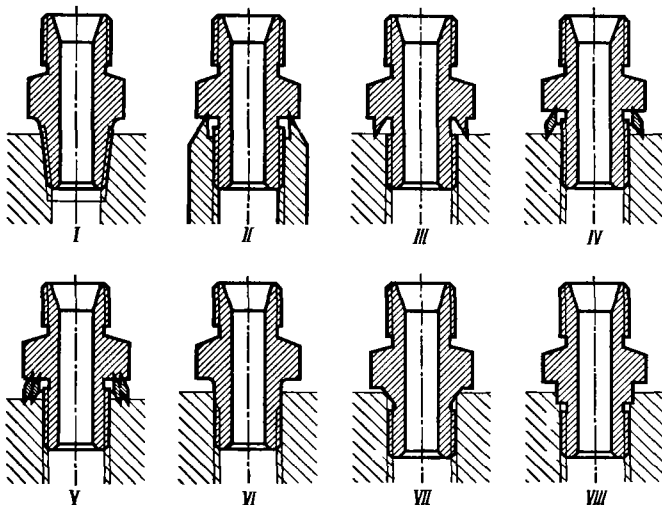


Рис. 741. Уплотнение свертных деталей без прокладок и металлических элементов

вертывании конус сминает входные витки отверстия, обеспечивая уплотнение и в то же время наглухо стопоря соединение. В конструкции на рис. 741, VIII те же функции выполняет цилиндрический поясок на резьбе свертной детали. Соединения, приведенные на рис. 741, VII, VIII, — неразъемные.

Глухие резьбовые соединения. На рис. 742 показаны способы герметизации глухих резьбовых соединений большого диаметра, работающих при высоких температурах и высоких внутренних давлениях. Соединения такого типа выполняют по посадкам с натягом и свинчивают, предварительно подогрев охватывающую деталь или охладив охватываемую деталь.

Резьбу выполняют с высокой степенью точности фрезерованием или шлифованием. Перед свертыванием резьбу смазывают герметизирующими мазями. При необходимости улучшить теплопередачу в состав мазей вводят металлические наполнители (алюминиевую, бронзовую или цинковую пудру).

Кроме того, герметичность обеспечивают рядом дополнительных мер: упором соединительных деталей в торец непосредственно (рис. 742, I) или через прокладки (рис. 742, II, III) из пластичных металлов (свинца, красной меди, алюминия), кольцевыми шипами (рис. 742, IV — VI), посадкой на точно обработанных цилиндрических поясах (рис. 742, VII, VIII), затяжкой на конус (рис. 742, IX — XI). В конструкции на рис. 742, XII резьба охватываемой детали на участке *a* срезана на конус; соответствующий участок на охватывающей детали — гладкий.

При ввертывании охватываемая деталь не режет на этом участке резьбу.

Надежность описанных уплотнений возрастает, если уплотняющие элементы расположить не внутри соединения, как показано на рис. 742, I — XII, где они подвержены действию высокого давления, а снаружи, куда давление доходит только при прорыве уплотняемой жидкости или газов через витки резьбы, и то значительно ослабленным в результате дросселирования в витках резьбы. На рис. 742, XIII — XVIII изображены такие конструкции с уплотнением прокладками (рис. 742, XIII, XIV), конусами (рис. 742, XV), кольцевыми шипами (рис. 742, XVI), пружинными кольцами (рис. 742, XVII), резьбовой со сбегом (рис. 742, XVIII).

В конструкциях на рис. 742, XIX — XXII уплотнение достигается обжатием крайних витков охватывающей детали коническими кольцами и гайками. В конструкциях на рис. 742, XXIII, XXIV обжатие осуществляется на прессовой бандажной на охватывающую деталь. Иногда обжатие осуществляют затяжкой охватывающей детали хомутом.

УПЛОТНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ЖИДКОСТНЫХ СТЫКОВ

Уплотнение цилиндрических стыков. На рис. 743 показаны способы уплотнения цилиндрических стыков, подверженных давлению жидкости (случай «мокрых») гильз поршневых двигателей внутреннего сгорания с жидкостным охлаждением.

Простейший вид уплотнения — установка резинового кольца круглого сечения в канавке гильзы (рис. 743, I). В свободном состоянии кольцо выступает над поверхностью гильзы, при введении гильзы в охлаждающую рубашку кольцо сжимается и уплотняет стык гильзы

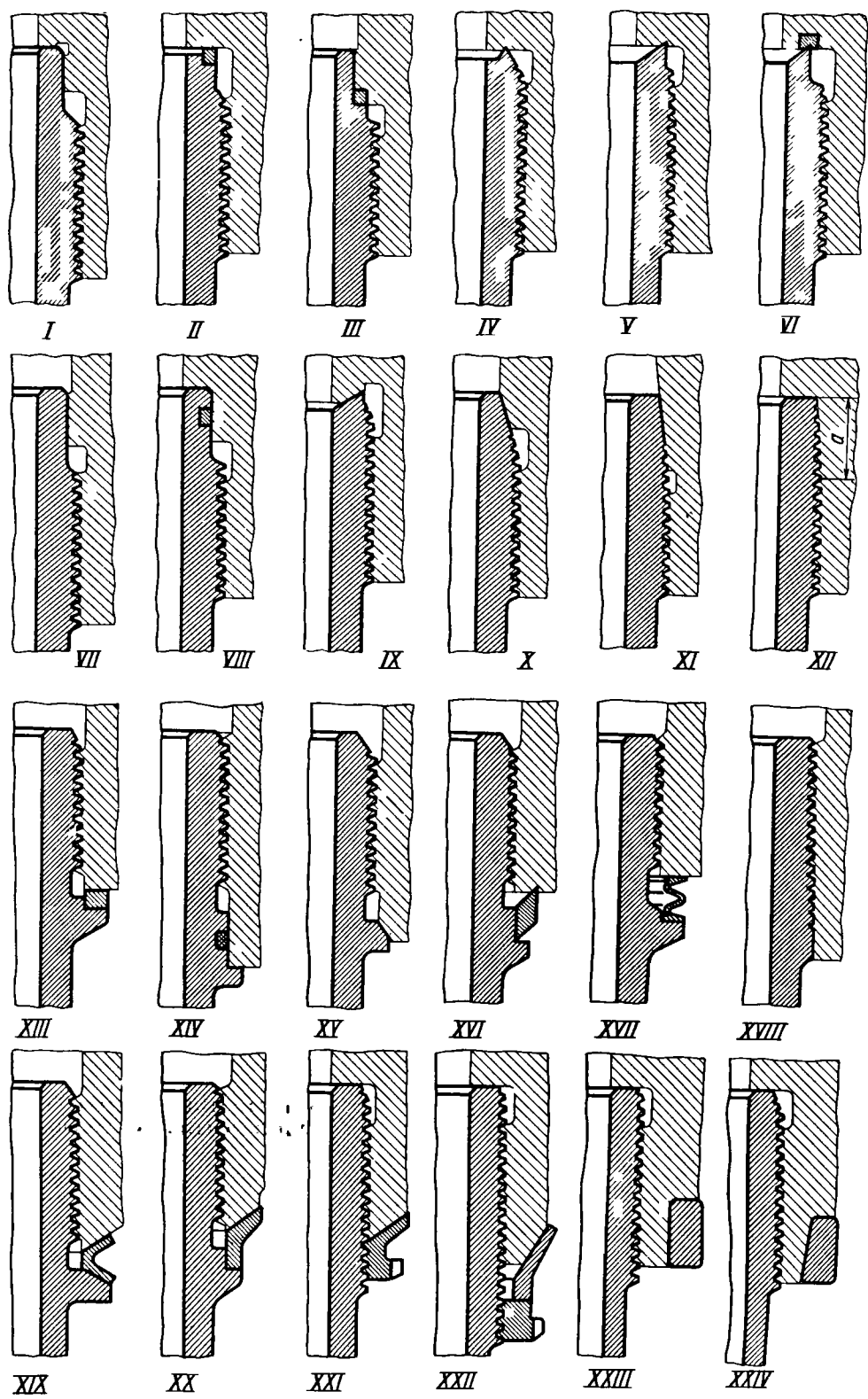


Рис. 742. Уплотнение глухих резьбовых соединений

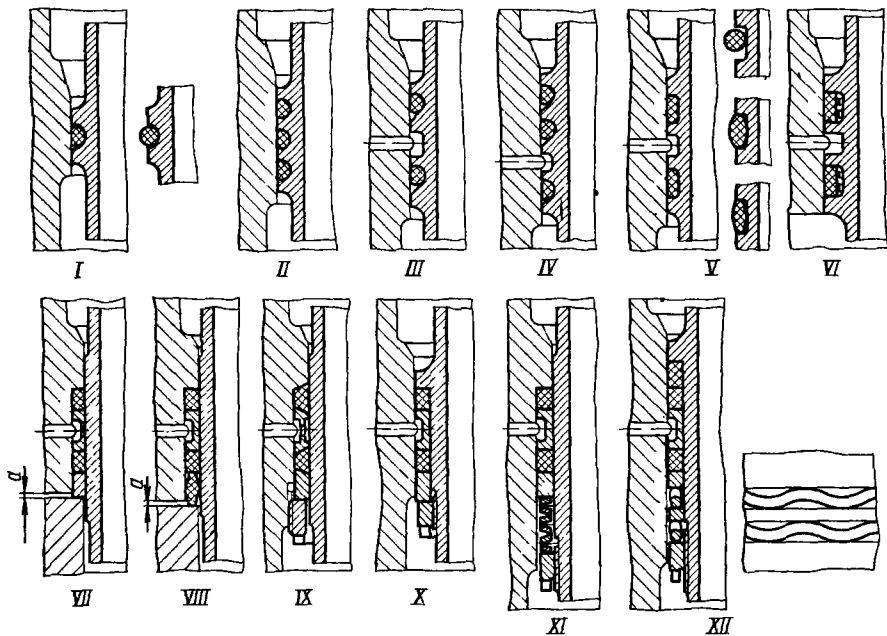


Рис. 743. Уплотнение цилиндрических жидкостных стыков

и рубашки. Для увеличения надежности уплотнения устанавливают последовательно несколько колец (рис. 743, II).

Улучшенная конструкция этого уплотнения показана на рис. 743, III. Здесь канавки выполнены со скосом, направленным в сторону, противоположную действию давления жидкости. Под давлением жидкости кольца постоянно вытесняются в суживающуюся часть канавок и прижимаются к уплотняемым поверхностям с силой, пропорциональной давлению. Между кольцами расположена выточка, сообщающаяся дренажным отверстием с атмосферой. В случае прорыва через первое кольцо жидкость стекает через дренажные отверстия наружу; второе кольцо, разгруженное в данном случае от давления, предупреждает дальнейшее просачивание жидкости.

Для увеличения надежности на рабочей стороне уплотнения устанавливают несколько колец (рис. 743, IV). Другие формы канавок и колец показаны на рис. 743, V. Во всех случаях необходимо, чтобы сечение канавки было больше сечения кольца, иначе резина, будучи практически несжимаемым материалом (не смешивать сжимаемость с упругой деформацией, связанной с изменением формы сечения), может развить значительные радиальные силы и вызвать «корсетную» деформацию гильзы на участке расположения колец.

Для обеспечения плотного прижатия колец к стенкам рубашки с тыльной стороны колец устанавливают волнистые двухвитковые кольцевые пружины (рис. 743, VI).

Иногда уплотнение подвергают осевой затяжке. Особенно просто это осуществляется в случае, когда рубашка отъемная (рис. 743, VII, VIII). Суммарную высоту элементов уплотнения в данном случае делают несколько больше высоты канавки на величину a . При стягивании зазор a выбирается, и в уплотнении возникает осевой натяг.

При неразъемных рубашках осевую затяжку осуществляют гайкой, ввертываемой в рубашку (рис. 743, IX) или наворачиваемой на гильзу (рис. 743, X).

Во избежание перетяжки уплотняющих колец и для поддержания постоянства натяга в эксплуатации в соединение вводят упругие элементы в виде конических пружинных колец (рис. 743, XI) или гофрированных кольцевых пружин круглого сечения (рис. 743, XII).

Уплотнение плоских стыков. В машиностроении нередко необходимо уплотнять стыки полостей, содержащих жидкости и сообщающихся между собой фигурными окнами или круглыми отверстиями. Их уплотняют листовыми прокладками из упругих материалов. Стыки, подверженные воздействию высоких давлений и температур (например, стыки



Рис. 744. Медно-асбестовая прокладка

блочных головок двигателей внутреннего сгорания с блоком охлаждающих рубашек), уплотняют армированными прокладками из асбеста.

Применяют два основных вида прокладок: с внутренней арматурой и с наружной. Прокладки первого типа состоят из асбеста, пропитанного термостойким связующим составом, напрессованного на арматуру из медной или латунной проволоочной сетки, придающей прокладкам необходимую прочность и жесткость. Прокладки второго типа состоят из асбестовой композиции, заключенной в оболочку из тонколистовой красной меди или пластичного железа (типа железа Армко). Наружные края прокладки, а также кромки всех окон и отверстий окантовывают накладками из того же материала (рис. 744).

УПЛОТНЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Цилиндрические соединения, собираемые по посадкам с натягом, как правило, не нуждаются в уплотнении; натяг сам по себе надежно уплотняет соединение даже при значительном перепаде давления. Подлежат уплотнению со-

единения, собранные по посадкам с зазором или переходным посадкам и подверженные действию давления или работающие под напором столба жидкости. Например, в соединениях поршней со штоками уплотнения достигают или установкой торцовых прокладок (рис. 745, I, II), или установкой колец из упругого материала на цилиндрических поверхностях соединения (рис. 745, III). При уплотнении вертикальных валов во избежание просачивания наружу масла из уплотняемой полости через зазор между валом и втулкой, затягивающей шарикоподшипник, расpornую втулку уплотняют торцовыми прокладками (рис. 746, I, II) или кольцами из упругого материала, установленными на цилиндрической поверхности вала на участке сопряжения вала с втулкой (рис. 746, III). Кольцами уплотняют и другие части соединения, когда нет возможности применить торцовые прокладки.

На рис. 747 показано уплотнение резиновыми кольцами гильзы подшипников качения на участке подвода смазки.

УПЛОТНЕНИЕ ЛЕГКОСЪЕМНЫХ КРЫШЕК

Уплотнение легкоъемных крышек, например крышек смотровых люков, откидных дверок, устанавливаемых на петлях, шарнирах и т. д., имеет некоторые особенности. Сила прижатия в этом случае обычно невелика; за-

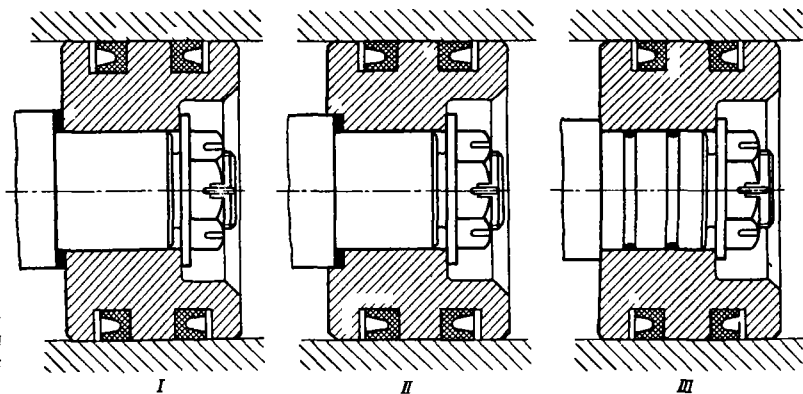


Рис. 745. Уплотнение цилиндрических посадочных поверхностей (соединение штока с поршнем)

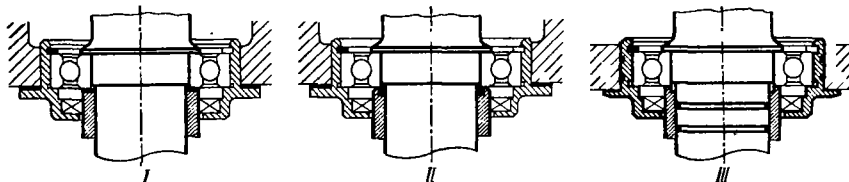


Рис. 746. Уплотнение цилиндрических посадочных поверхностей (вертикальный вал)

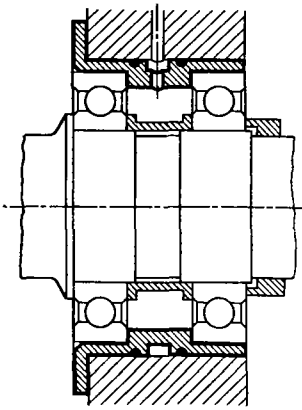


Рис. 747. Уплотнение резиновыми кольцами маслоподводящего канала

тяжка (в особенности у откидных дверок) неравномерна. Такие крышки обычно уплотняют толстыми прокладками из мягких, легко сжимаемых материалов (мягкой резины, пластика, пробки). Для удобства пользования прокладку укрепляют на одной из соединяемых деталей вулканизацией, на клею или механическими способами.

Способы уплотнения легкоъемных крышек представлены на рис. 748. В конструкциях на рис. 748, I, II уплотнение достигается толстой прокладкой из мягкой резины, привулканизованной к крышке. В конструкции на рис. 748, III, IV прокладку крепят на корпусе. Для увеличения надежности уплотнения крышки снабжены гребешком, который у круглых деталей выполняют точением, а у фигурных литых крышек — литьем в кокиль. В конструкциях на рис. 748, V—VIII уплотнение осуще-

ствляется резиновым шнуром, заводимым в торцовые или боковые канавки

На рис. 748, IX, X изображены штампованные крышки. В этом случае прокладки крепят в приварном ранте крышки. На рис. 748, XI, XII показаны уплотнения повышенной упругости, состоящие из кольцевой полый резиновой трубки, наполненной воздухом под давлением.

РЕЗИНА КАК УПЛОТНЯЮЩИЙ МАТЕРИАЛ

Для уплотнения применяют почти всегда резину на основе синтетических каучуков, обладающих в отличие от натуральных каучуков высокой масло-, бензо- и керосиностойкостью и значительно превосходящих натуральные каучуки по химической стойкости, свето- и температуростойкости.

Наиболее широко применяют хлоропреновые каучуки, натрий-бутадиеновые каучуки, бутадиен-стирольные каучуки, бутадиен-нитрильные каучуки. Для соединений, работающих при повышенных температурах, применяют силиконовые каучуки, выдерживающие температуру до 300 °С.

Резина обладает прекрасными уплотняющими свойствами вследствие высокой эластичности, податливости и способности затекать в мельчайшие углубления и неровности уплотняемых поверхностей.

Как листовая прокладочный материал резину применяют редко, так как она легко выдавливается под действием силы затяжки. Резину широко применяют для уплотнения в случаях, когда сила прижатия определяется упругостью самой резины (в виде шнуров, укладываемых в канавки, и т. д.). Листовую резину применяют только в случаях, когда

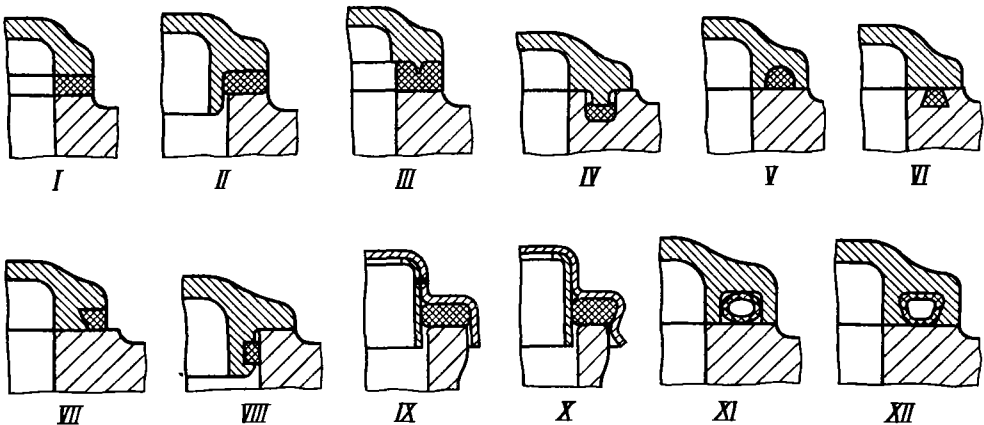


Рис. 748. Уплотнение легкоъемных и откидных крышек

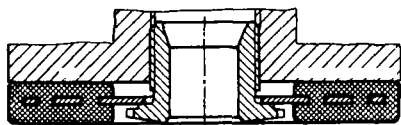


Рис. 749. Уплотняющий блок из армированной резины

и давлении 2–3 МПа. Таким способом получают жесткие уплотняющие блоки, обладающие всеми положительными свойствами резины.

Подобный кольцевой дисковый блок изображен на рис. 749. Блок притягивается к уплотняемой детали центральным болтом, упирающимся в выпущенные за пределы рези-

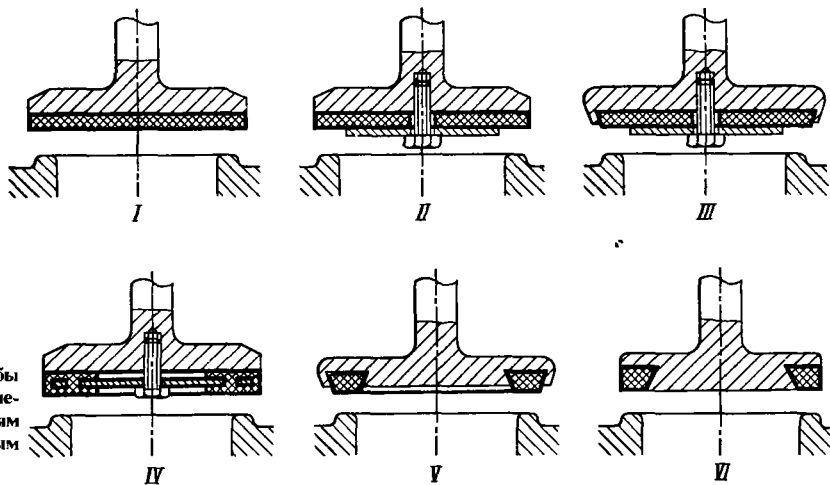


Рис. 750. Способы крепления резины к металлическим деталям (клапан с резиновым уплотнением)

сила прижатия невелика, например для уплотнения тарельчатых клапанов, нагруженных пружинами.

Некоторые трудности вызывает крепление резины к уплотняющей детали из-за свойства листовой резины легко образовывать складки. Способ, позволяющий устранить этот недостаток и вместе с тем обеспечивающий надежное крепление резинового листа, заключается в армировании резины. Уплотняющие детали такого типа получают опрессовкой с обеих сторон металлического листа с расположенными в шахматном порядке отверстиями. Затекание резины в отверстия обеспечивает прочную связь резины с листом.

Для увеличения сцепления резины с металлом на поверхность металла наносят слой латуни толщиной в несколько сотых миллиметра. Металлический лист смазывают резиновым клеем, закладывают в резиновую смесь и подвергают одновременному прессованию и вулканизации при температуре 140–150 °С

нового кольца кромки металлического листа.

На рис. 750 показаны дисковые клапаны с резиновым уплотнением. Резину крепят к металлической поверхности вулканизацией или на клею (рис. 750, I). Для приклеивания резины к металлу применяют бутадиен-стирольные, неопреновые, силоксановые клеи и клеи на основе модифицированных эпоксидов.

На рис. 750, II – VI изображены механические способы крепления. Способ крепления металлической шайбой (рис. 750, II) обладает тем недостатком, что края резинового диска при натяжке могут отходить от металла. В конструкции на рис. 750, III этот недостаток устранен заправкой краев резинового диска в наклонный паз. На рис. 750, IV изображен способ крепления по схеме рис. 749. В конструкции на рис. 750, V резиновое кольцо заводят в паз типа «ласточкин хвост». В конструкции на рис. 750, VI кольцо устанавливают с натягом в открытую канавку на периферии клапана.

При конструировании соединений, узлов и агрегатов должны быть выдержаны следующие условия производительной и качественной сборки:

- 1) полная взаимозаменяемость деталей и узлов;
- 2) исключение подгоночных работ и установки деталей по месту;
- 3) удобный подход монтажного инструмента; возможность применения механизированного инструмента;
- 4) агрегатный принцип сборки — соединение деталей в первичные подузлы, подузлов в узлы, узлов в агрегаты, установка агрегатов на машину.

Соблюдение этих условий позволяет организовать технологический процесс по принципу параллельного и одновременного выполнения операций, закрепить за каждым рабочим местом цикл постоянно повторяющихся операций и механизировать сборку. В крупносерийном и массовом производстве выполнение этих условий позволяет организовать непрерывно-поточную сборку.

Взаимозаменяемость деталей достигается назначением необходимых допусков и предельных отклонений формы (параллельность, перпендикулярность и т. д.). Типы посадок выбирают в зависимости от условий работы соединения. Необходимую точность устанавливают размерным анализом, имеющим целью проверку работоспособности соединения при крайних значениях зазоров (натягов).

Иногда по условиям работы зазоры (натяги) должны быть выдержаны в более узких пределах, чем те, которые получаются при выполнении размеров даже по 5—6-му квалитетам.

Так, в посадках с натягом при неблагоприятном сочетании размеров (отверстие по наибольшему допуску в плюс, вал по наименьшему допуску в плюс) соединение получается недостаточно прочным. В обратном случае (отверстие по номиналу, вал по наибольшему допуску в плюс) в деталях соединения возникают чрезмерные напряжения.

При установке поршневого пальца в поршнях из алюминиевых сплавов вследствие высокого значения коэффициента линейного расширения алюминиевых сплавов первоначальный (холодный) зазор между пальцем и бобышками поршня при рабочих температурах резко увеличивается, в связи с чем возникает опасность разбивания соединения. Это заставляет

сажать пальцы в отверстие бобышек с первоначальным натягом, который при нагреве поршня исчезает и заменяется зазором необходимой величины. Как показывает расчет, для диаметров пальца и отверстий должно быть принято такое узкое поле допусков, которое не обеспечивается даже по 5—6-му квалитету.

В таких случаях часто применяют селективную сборку. В зависимости от величины отклонений от номинала детали делят на несколько групп. При сборке соединяют детали только тех групп, которые в сочетании одна с другой дают необходимую величину зазоров (натягов). Естественно, что при этом принцип взаимозаменяемости нарушается. Необходимость предварительной разбивки детали на размерные группы осложняет и замедляет производственный процесс.

Для соединений такого рода целесообразно ввести повышенный (прецизионный) 4-й квалитет. Современные методы чистовой обработки (прецизионное шлифование валов, калибрующее протягивание и хонингование отверстий) позволяют получить размеры с точностью 0,5—1 мкм, достаточной для соединений, собираемых в настоящее время методом селективной сборки. Повышение стоимости механической обработки вполне окупилось бы упрощением и удешевлением сборки.

Особое внимание следует обратить на устранение подгоночных работ, доделки деталей в процессе сборки и установки деталей и узлов по месту с индивидуальной регулировкой их взаимного расположения. Подгонка требует применения слесарных операций или дополнительной станочной обработки, расстраивающих ритм сборки, снижает качество сборки и лишает конструкцию взаимозаменяемости. Пригоночные работы, как правило, очень трудоемки. Необходимы предварительная, иногда многократная сборка узлов, промеры, проверка работы узла и последующая разборка для внесения исправлений. Каждая сборка-разборка связана с операциями проверки деталей.

В правильной конструкции детали должны быть выполнены с точностью, обеспечивающей собираемость и надежность узла при комплектации его любыми деталями, поступающими со склада готовых изделий. Положение деталей в узле, узлов в агрегате и на машине

должно быть определено сборочными базами и фиксирующими элементами, выполненными заранее с помощью станочных операций.

При сборке некоторых соединений до сих пор применяют ручные операции. К таким операциям относится, например, притирка деталей в соединениях, где требуется высокая степень герметичности (посадки конических клапанов, пробковых кранов, плоских распределительных золотников, плунжеров и цилиндрических золотников во втулках и т. д.). Притирку применяют также в тяжело нагруженных соединениях на конусах для полного прилегания и предупреждения наклепа и разбивания посадочных поверхностей. Поскольку притирка производится попарно, детали лишаются свойства взаимозаменяемости.

Однако и здесь возможна замена ручных операций механическими не только на предварительных, но и на окончательных стадиях обработки. Так, на передовых предприятиях трудоемкую операцию попарной притирки плоских поверхностей в соединениях металла по металлу заменяют механизированной притиркой каждой из поверхностей по эталонной плите, благодаря чему сопрягающиеся детали становятся взаимозаменяемыми.

ОСЕВАЯ И РАДИАЛЬНАЯ СБОРКА

Система сборки оказывает большое влияние на конструкцию узла и на его технологические и эксплуатационные характеристики.

В узлах с продольной и поперечной осями симметрии возможны две основные системы сборки: осевая, при которой части узла соединяются в осевом направлении, и радиальная, при которой части соединяются в поперечном (радиальном) направлении. При осевой сборке плоскости стыка перпендикулярны к продольной оси; при радиальной — проходят через продольную ось.

На рис. 751 в качестве простейшего примера изображена сборка вала с насаженным на него зубчатым колесом в корпус. На рис. 751,а показана осевая сборка. Корпус и крышка корпуса, а также установленные в них подшипниковые втулки целые. Вал вводят в корпус в осевом направлении и фиксируют крышкой, центрированной относительно корпуса цилиндрическим буртиком.

На рис. 751,б показана смешанная радиально-осевая сборка. В данном случае корпус разъемный, а крышка — целая.

При радиальной сборке (рис. 751,в) корпус и втулки выполнены с разъемом по продольной оси. Вал укладывают в одну из половин корпуса и накрывают другой половиной. Половины корпуса стягивают поперечными болтами и фиксируют одну относительно другой установочными штифтами.

Преимущества и недостатки осевой и радиальной сборки можно полнее всего проследить на примере сборки многоступенчатого центробежного насоса (рис. 752).

В конструкции с последовательно выдержанным принципом осевой сборки (вид а) корпус насоса состоит из ряда отсеков, несущих диффузоры 1 и диафрагмы 2 с лопаточными направляющими аппаратами 3. Аппарат собирают, набирая крыльчатки на вал (предварительно заведенный в подшипник задней крышки) последовательно во всех отсеках и соединяя отсеки болтами. Сборка заканчивается затяжкой крыльчаток гайкой со свободного конца вала в подшипнике передней крышки.

При чисто радиальной сборке (вид б) корпус состоит из двух половин с разъемом в плоскости вала. Корпуса подшипников и направляющие аппараты 3 отлиты как одно целое с корпусом. Диффузоры 1 также раздельные; лопатки диффузоров и направляющих аппаратов стыкуются между собой в плоскости разъема. Собирают насос в следующем порядке. Сначала

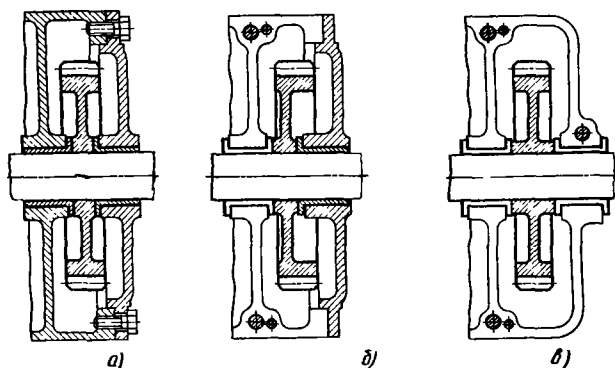


Рис. 751. Схемы сборки

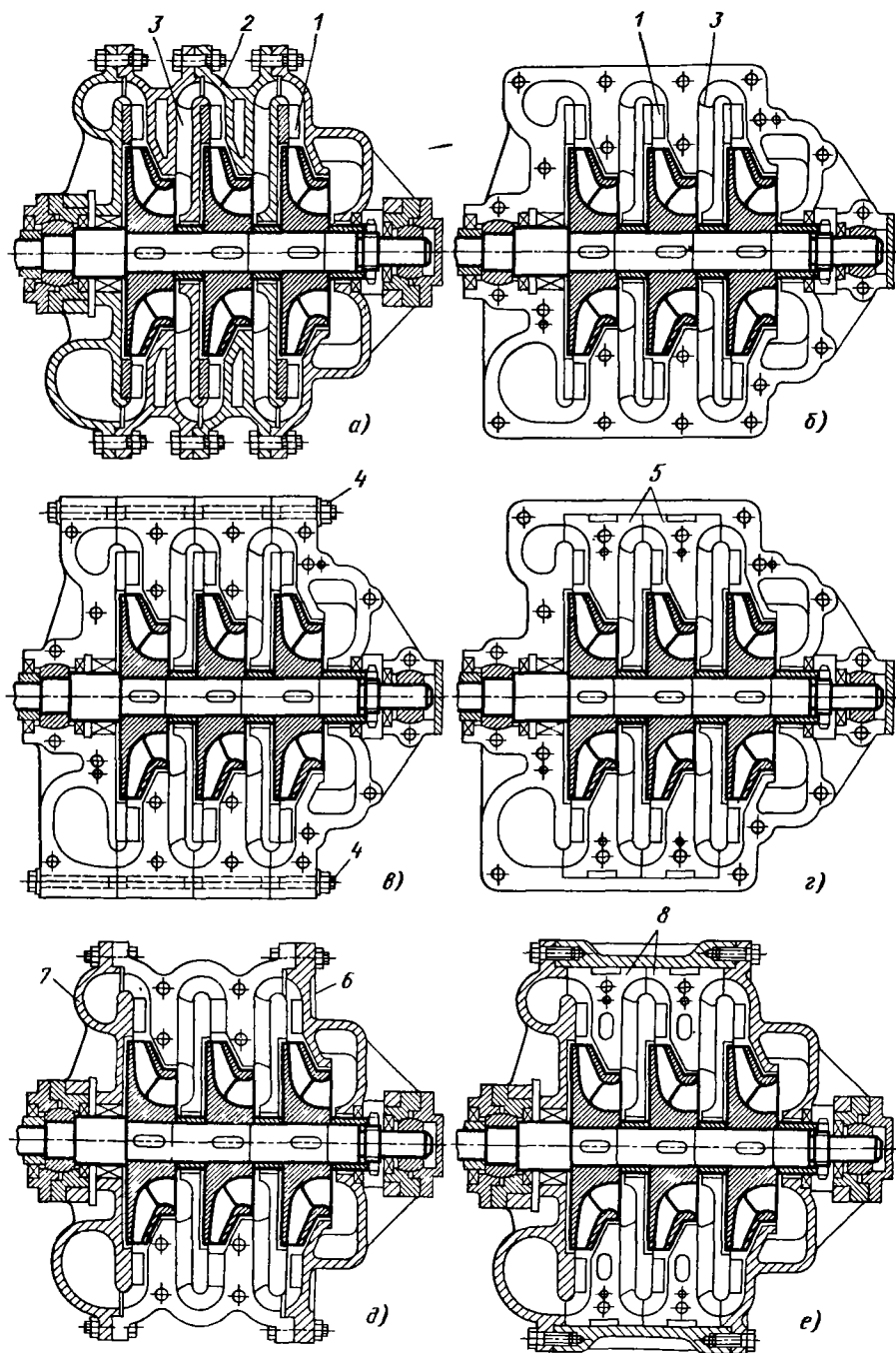


Рис. 752. Схемы сборки многоступенчатого центробежного насоса

ла крыльчатки набирают и стягивают на валу; вал в сборе устанавливают в нижнюю половину корпуса на подшипники и накрывают другой половиной, после чего половины корпуса стягивают внутренними и бортовыми болтами.

Сопоставление систем осевой и радиальной сборки позволяет сделать следующие, общие для многоступенчатых агрегатов выводы.

При осевой сборке отливка корпуса, разделенного на отсеки, проста. Механическая обработка весьма удобна. Обрабатываемые поверхности открыты для обзора, доступны для подвода режущего инструмента и легко промеряются. Так как обработка производится по непрерывным цилиндрическим поверхностям, то при изготовлении отсеков могут быть применены методы скоростной обработки.

Конструкции в целом присуща высокая жесткость. Внутренние полости хорошо уплотняются.

Недостатки осевой сборки следующие:

1. Сборка агрегата сложна. Проверка и регулировка осевых зазоров, в частности торцовых зазоров между крыльчатками и тыльными поверхностями диафрагм, затруднительны, особенно потому, что на всех стадиях сборки, вплоть до заключительной, вал зафиксирован только в одном подшипнике. Выдержать правильные зазоры можно или с помощью специальных приспособлений, или повышением точности выполнения осевых размеров элементов конструкции.

2. Осмотр внутренних частей сложен. Для того чтобы открыть какую-нибудь ступень, необходимо демонтировать все предыдущие.

Конструкция с радиальной сборкой по достоинству и недостаткам противоположна конструкции с осевой сборкой. Изготовление корпуса, представляющего собой две массивные отливки, затруднительно. Механическая обработка сложна. Внутренние полости обрабатывают или открытым способом — для каждой половины корпуса в отдельности, с последующей подгонкой стыка, или закрытым — при половинах корпуса, собранных на контрольных штифтах по предварительно начисто обработанным поверхностям стыка. И тот и другой способ требуют специальных инструментов, мерительных приспособлений, а также высокой квалификации исполнителей.

Вследствие асимметрии сечений корпус имеет неодинаковую жесткость: меньшую в плоскости стыка и большую в перпендикулярном к нему направлении. Ослабление конструкции продольным разъемом приходится компенсировать увеличением сечений стенок корпуса. Конструкция поэтому получается тяжелой. Полости корпуса нуждаются в тща-

тельном уплотнении по фигурному плоскому стыку без нарушения цилиндричности внутренних обработанных поверхностей, что обычно достигается притиркой стыковых поверхностей и установкой их на герметизирующих составах. Необходима подгонка лопаток диффузоров и направляющих аппаратов в плоскости стыка или применение наборных лопаток, заводимых секциями в кольцевые полости корпуса.

Зато сборка и разборка очень удобны. При сборке вал с предварительно установленными на нем крыльчатками укладывают в подшипники нижней половины корпуса. Предоставляется полная возможность проверить и отрегулировать осевые зазоры. Осмотр внутренних полостей агрегата удобен. При снятой верхней половине корпуса обнажается внутренность агрегата и обеспечивается доступ ко всем установленным в корпусе деталям.

Сравнивая недостатки и преимущества осевой и радиальной сборки, видим, что осевую сборку целесообразно применять в тех случаях, когда ради создания прочной и легкой конструкции (транспортное машиностроение) можно пойти на некоторые эксплуатационные неудобства. Если масса конструкции не играет существенной роли и если можно допустить повышенную стоимость изготовления ради удобства сборки и эксплуатации, то применять радиальную сборку.

На практике возможны различные варианты сочетаний элементов осевой и радиальной сборки.

В системе радиальной сборки (вид в) с целью облегчения отливки половины корпуса набраны из отдельных полуколец, стягиваемых продольными призонными болтами 4. Собранные таким образом половины корпусов обрабатывают совместно по поверхностям разреза; в дальнейшем стягивающие болты не разнимают. Недостатки конструкции — увеличение объема механической обработки, большое число стыков, перпендикулярных друг другу.

В конструкции 2 диафрагмы 5 выполнены отдельно, каждая из двух половин, стягиваемых болтами на контрольных штифтах и закладываемых в разъемный корпус.

При системе смешанной радиально-осевой сборки (вид д) средняя часть корпуса состоит из двух половин, разнимающихся по оси вала. К торцам корпуса присоединяют переднюю 6 и заднюю 7 крышки, несущие подшипники. При монтаже вал в сборе с крыльчатками укладывают в нижний корпус, после чего к нижнему корпусу крепят крышки, центрируя вал в подшипниках. Затем устанавливают верхнюю половину корпуса и затягивают

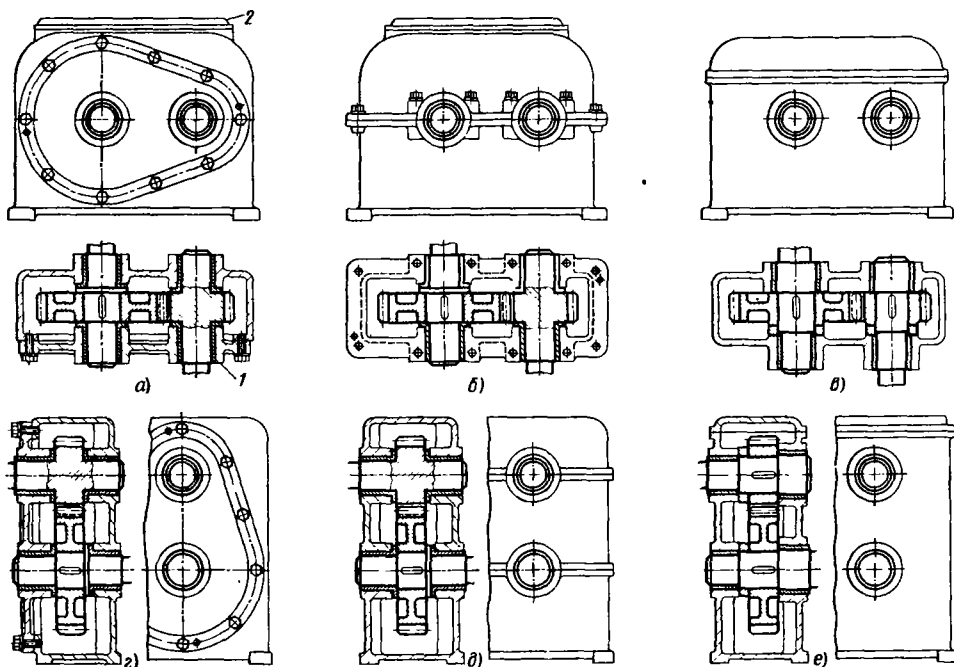


Рис. 753. Схемы сборки одноступенчатых редукторов

верхние болты крышек. При разборке с целью осмотра крышки остаются постоянно повернутыми к нижнему корпусу.

При такой конструкции изготовление разъемных корпусов несколько упрощается; сохраняется удобство сборки и разборки.

В конструкции смешанной сборки (вид *е*) диафрагмы 8 выполнены каждая из двух половин и заложены в целый корпус вместе с валом и крыльчатками по принципу осевой сборки.

На рис. 753 показаны схемы сборки одноступенчатого зубчатого редуктора с расположением осей зубчатых колес в горизонтальной плоскости.

В конструкции с осевой сборкой (вид *а*) из-за наличия цоколя нельзя разъединить корпус по оси симметрии. Зубчатые колеса редуктора монтируют с одной стороны в стенки корпуса, а с другой — в отъемной крышке 1, зафиксированной на корпусе контрольными штифтами. Конструкция обеспечивает удобную механическую обработку корпуса. В отличие от многоступенчатых агрегатов здесь удобен и монтаж. Для проверки зацепления колес и для осмотра внутренней полости редуктора предусматривают смотровой люк 2.

В конструкции с радиальной сборкой (вид *б*) корпус состоит из двух частей с разъемом в плоскости осей зубчатых колес, части корпу-

са фиксируются одна относительно другой контрольными штифтами. Как и другие системы радиальной сборки, эта конструкция характеризуется сложностью механической обработки. Посадочные отверстия под подшипники валов обрабатывают в сборе при половинках корпуса, соединенных по предварительно обработанным поверхностям стыка, или раздельно в обеих половинах, с последующей чистой обработкой поверхностей стыка. Последний способ сложнее, чем первый.

Уплотнение стыка связано с некоторыми затруднениями. Упругие прокладки применять нельзя, чтобы не нарушить цилиндричность посадочных гнезд под подшипники; необходима притирка поверхностей стыка и применение герметизирующих составов. Особенно трудно добиться уплотнения одновременно по плоскому стыку и по наружным цилиндрическим поверхностям подшипников (если втулки подшипников выполнены целыми). Во избежание разборки стыка при эксплуатации в корпусе необходимо предусматривать смотровой люк.

В данном случае предпочтительнее осевая сборка, обеспечивающая более простую механическую обработку и вполне удовлетворительный монтаж.

В конструкции со смешанной радиально-осевой сборкой (вид *в*) валы зубчатых колес

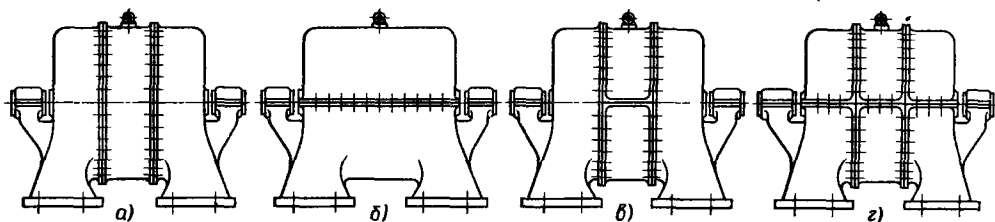


Рис. 754. Схемы разъема корпуса роторной машины

оперты в стенках корпуса; корпус снабжен крышкой с плоскостью разъема, расположенной выше гнезд под подшипники валов. Сборку ведут в следующем порядке: заводят в корпус зубчатые колеса (которые в данном случае должны быть насадными), продевают валы через подшипник и через ступицы колес (валы должны быть ступенчатыми) и фиксируют колеса на валах. По простоте механической обработки, по устойчивости фиксации валов в корпусе эта конструкция лучше предыдущих. Однако монтаж ее значительно сложнее.

На видах *г*–*е* изображен редуктор с зубчатыми колесами, расположенными в вертикальной плоскости. Конструкции с осевой (вид *г*), радиальной (вид *д*) и радиально-осевой (вид *е*) сборкой имеют соответственно те же преимущества и недостатки, что и конструкции видов *а*, *б*, *в* с тем различием, что недостатки радиальной сборки здесь выражены более резко из-за наличия двух стыков.

Иногда система сборки однозначно задается устройством агрегата. Так, для стационарной роторной машины, установленной на фундаменте, система осевой сборки (рис. 754, *а*) неприменима по эксплуатационным соображениям: для осмотра внутренних механизмов понадобилось бы снимать машину с фундамента. Здесь возможна только радиальная сборка (вид *б*) и ограниченно-смешанная система (виды *в*, *г*).

При сборке коленчатых валов многоцилиндровых поршневых двигателей применить осевую сборку практически невозможно из-за конфигурации вала и по условиям монтажа разъемных головок шатунов.

Радиальная сборка не всегда осуществима для деталей чашечного типа вроде крыльчаток (рис. 755). Конструкция, показанная на виде *а*, может быть собрана только осевым способом: радиальной сборке корпуса мешает выход диска крыльчатки (на величину *m*) по отношению к ступицам корпуса.

Для радиальной сборки необходимо укоротить ступицу (вид *б*), введя между крыльчаткой и ступицей монтажный осевой зазор *s*.

В большинстве случаев возможно несколько вариантов сборки, из которых конструктор

должен выбрать вариант, наиболее подходящий к данным условиям работы.

Рассмотрим способы радиальной и осевой сборки типового машиностроительного узла — зубчатого редуктора (табл. 37).

Все варианты радиальной сборки (эск. 1–4) полностью обеспечивают агрегатность сборки, удобство проверки зацепления и регулировки положения зубчатых колес относительно смежных деталей.

Однако изготовление усложняется. Необходимо тщательная обработка стыка корпусов, совместная (в сборе) обработка посадочных поверхностей и их торцов. Применение мягких уплотняющих прокладок на стыке корпусов недопустимо, так как при этом нарушается правильность посадки подшипников в гнезда. Разъем ослабляет корпус; жесткость корпуса необходимо увеличить утолщением стенок, введением ребер и т. д. Система применима только в том случае, если оси остальных зубчатых колес передачи также расположены в плоскости разъема.

Изготовление систем осевой сборки (эск. 5–19) более простое. Прочность и жесткость корпусов в большинстве случаев выше. В многоступенчатых механизмах возможно расположение осей зубчатых колес в разных

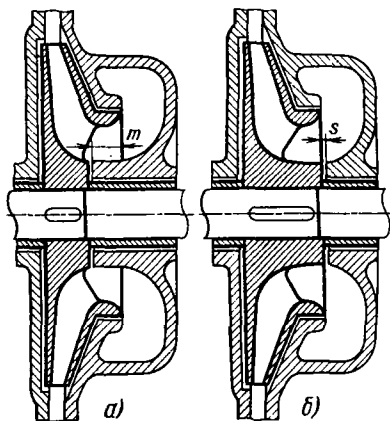
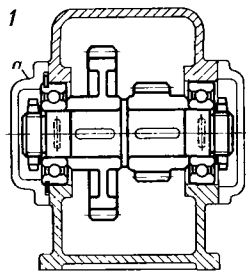


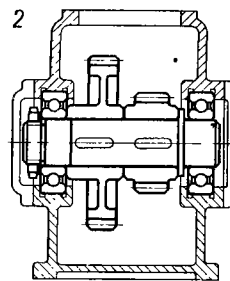
Рис. 755. Сборка закрытой крыльчатки

37. Схемы сборки зубчатого редуктора

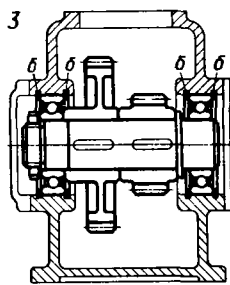
Радиальная сборка



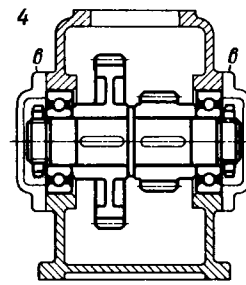
Плоскость разреза корпуса проходит через ось блока. Предварительно собранный блок укладывают подшипниками на посадочные поверхности нижнего корпуса и накрывают верхней половиной корпуса, фиксируемой относительно нижней контрольными штифтами. Левый подшипник фиксируют крышкой *a*, правый подшипник «плавающий»



Верхняя половина корпуса зафиксирована относительно нижней наружными обоймами подшипников. Правый подшипник «плавает» на валу. Недостаток конструкции: невозможность обработки посадочных поверхностей под подшипники напроход

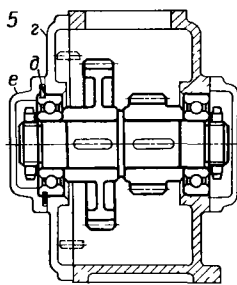


Половины корпуса зафиксированы одна относительно другой наружными обоймами подшипников и кольцами *b*. Правый подшипник «плавает» на валу. Возможна обработка посадочных поверхностей под подшипники напроход

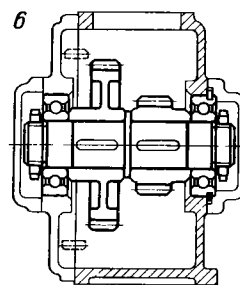


Половины корпуса зафиксированы одна относительно другой обоймами подшипников и крышками *b*. Конструкция применима при не слишком большом расстоянии между подшипниками

Осевая сборка



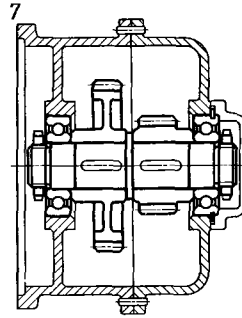
Отъемная стенка *2* зафиксирована относительно корпуса контрольными штифтами. При монтаже блок устанавливают правым подшипником в корпус и накрывают отъемной стенкой (стопорное кольцо *d* подшипника должно быть предварительно снято), после чего фиксируют крышкой *e*



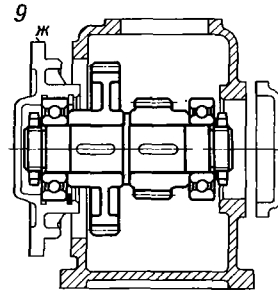
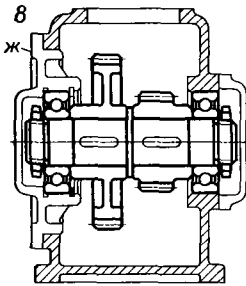
Блок фиксируется в осевом направлении подшипником, расположенным в корпусе

(См. эскиз на с. 528)

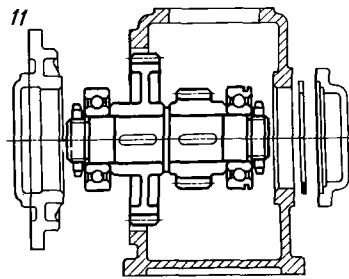
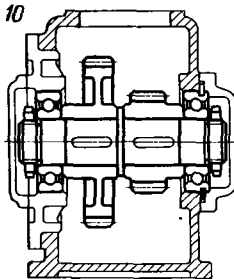
Недостатки конструкции:
уменьшение жесткости корпуса; расположение уплотнительной прокладки ниже уровня масла



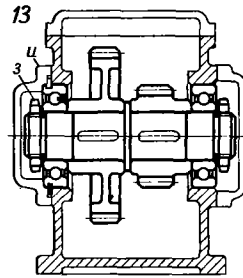
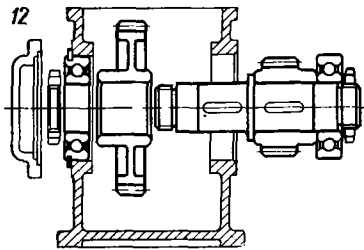
Вариант конструкции (подвесной корпус)



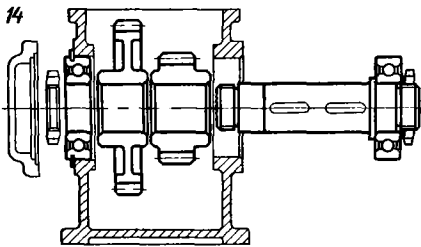
В корпусе (эск. 8) проделано отверстие диаметром, превышающим диаметр большего колеса. Блок устанавливают в крышке ж и вводят в корпус (эск. 9). Центрирующие поверхности в корпусе обрабатывают с одного станова. Диаметр крышки ограничивает расположение смежных (расположенных вне плоскости чертежа) колес перебора



Блок фиксируется подшипником, расположенным в корпусе. В крышке предусмотрено отверстие для обработки посадочных поверхностей напроход

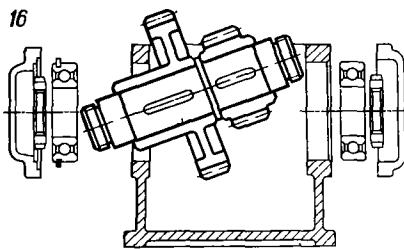
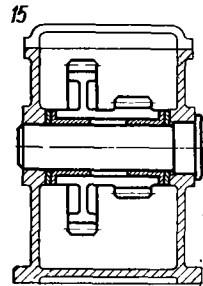


Большое зубчатое колесо вводят через верхнее отверстие корпуса (эск. 12) и продевают через него вал с установленным на нем малым колесом, после чего затягивают гайки з и фиксируют блок крышкой и (эск. 13)

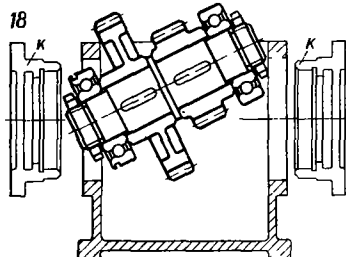
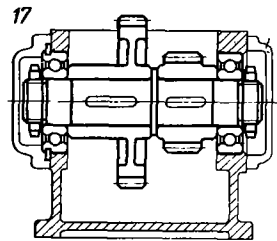


Если диаметр малого зубчатого колеса превышает диаметр посадочного отверстия подшипника, то оба колеса заводят в корпус сверху (эск. 14)

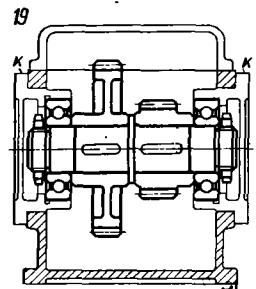
Монтаж с грудованием вала через зубчатые колеса широко применяют при установке их на подшипниках скольжения (эск. 15)



Вал в сборе с зубчатыми колесами заводят в наклонном положении через верхнее отверстие корпуса (эск. 16), разворачивают, после чего устанавливают подшипники и фиксируют блок крышкой (эск. 17)



Блок можно собрать тем же способом в сборе с подшипниками (эск. 18), если установить подшипники на промежуточных втулках к (эск. 19) и несколько расширить верхнее отверстие



плоскостях. В некоторых конструкциях (эск. 8–11) ограничено межосевое расстояние смежных зубчатых колес.

Монтаж в системах осевой сборки сложнее.

Удобство обслуживания в эксплуатации можно обеспечить в обеих системах путем введения смотровых люков (эск. 2–4, 8–19).

НЕЗАВИСИМАЯ РАЗБОРКА

При выборе системы сборки следует учитывать удобство осмотра, проверки и регулирования узлов. Демонтаж одной детали или узла не должен нарушать целостности других узлов, подлежащих проверке.

Установка зубчатого колеса по рис. 756, *а* неудачна. Колесо зафиксировано гайкой 1, служащей также для крепления оси в корпусе. Чтобы снять колесо, необходимо демонтировать весь узел. В улучшенной конструкции (вид *б*) ось и колесо укреплены отдельно, поэтому снимать колесо можно без демонтажа оси.

В узле крепления подшипника (вид *в*) крышка и корпус стянуты сквозными болтами. При снятии крышки подшипник распадается. В конструкции *г* демонтаж крышки и корпуса раздельный.

На виде *д* представлен узел конической зубчатой передачи к кулачковому валу. Корпуса подшипников выполнены как одно целое со станиной, крышки — заодно с кожухом станины. При снятии кожуха валик остается в нижних вкладышах: проверить работу узла невозможно.

Целесообразно сделать кожух станины несущим, а крышки к корпусам подшипников

крепить каждую отдельно (вид *е*). При снятии кожуха весь механизм в сборе становится доступным для осмотра. Помимо удобства разборки, при такой конструкции облегчается точная обработка отверстий подшипников.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ СБОРКИ

При последовательной установке нескольких деталей с натягом следует избегать посадки по одному диаметру (рис. 757, *а, в, д*). Необходимо продевать детали через посадочную поверхность усложняет монтаж и демонтаж и вызывает опасность повреждения поверхностей. В таких случаях целесообразно применять ступенчатые валы с диаметром ступеней, последовательно возрастающим в направлении сборки (виды *б, г, е*).

Особенно затруднительна сборка большого числа деталей на длинных валах при посадках с натягом (рис. 758, *а*). Это затруднение при монтаже можно преодолеть, нагревая насаживаемые детали до температуры, допускающей свободное надевание их на вал (хотя эта операция усложняет сборку); при демонтаже такой возможности нет.

Правильная конструкция со ступенчатым валом показана на виде *б*.

Если ступеней много, то во избежание чрезмерного увеличения диаметра последних ступеней вала приходится отказываться от стандартных диаметров и вводить индивидуальные размеры.

Перепад ступеней в этом случае доводят до минимальных размеров (порядка нескольких десятков миллиметра), достаточных для свободного надевания деталей.

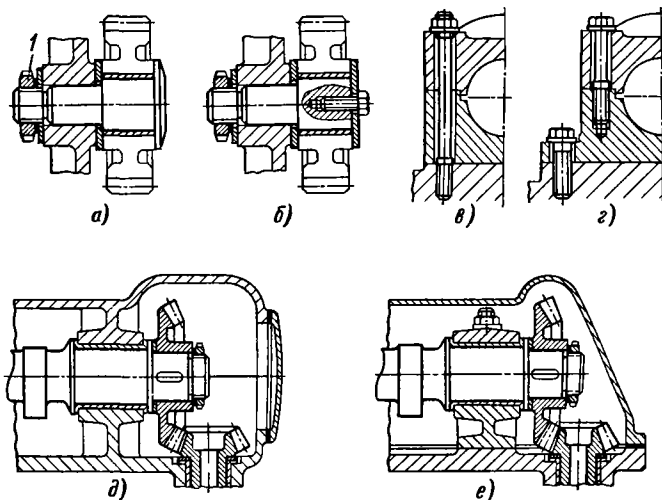


Рис. 756. Системы сборки

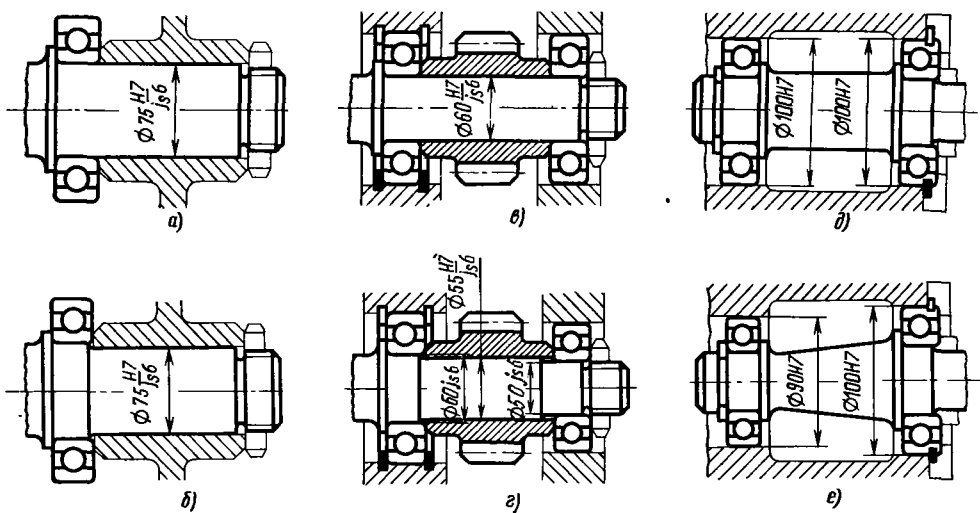


Рис. 757. Сборка по нескольким посадочным поясам

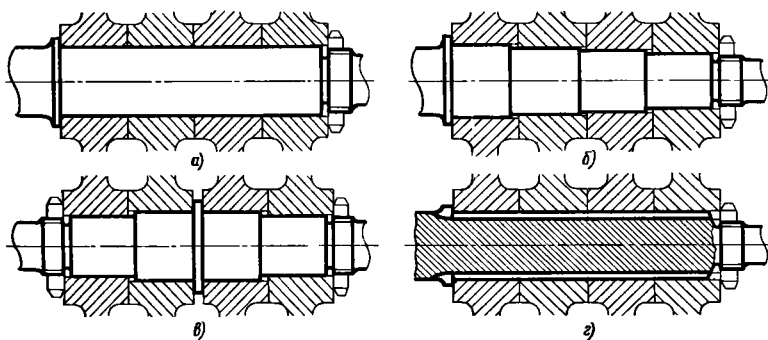


Рис. 758. Посадка дисков

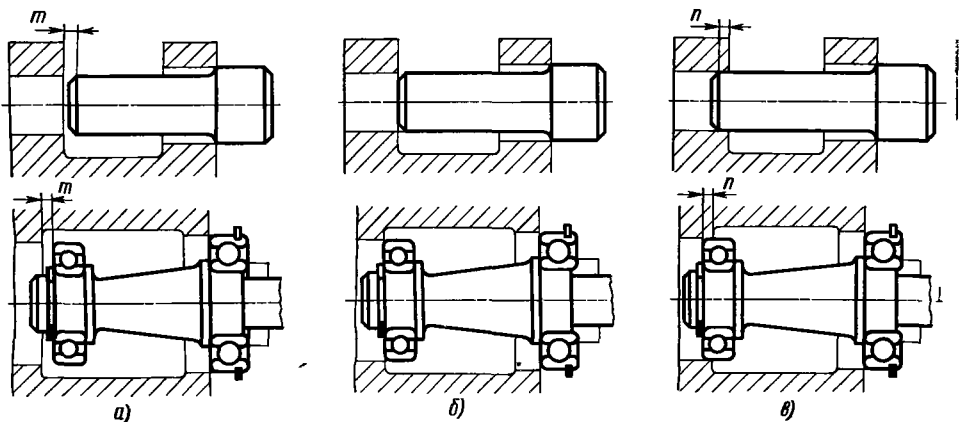


Рис. 759. Посадка по двум поясам

Лучше, если сборку ведут с двух сторон вала (вид *в*). В этом случае обработка вала и ступиц упрощается; число номинальных диаметров, номенклатура специального режущего (развертки, протяжки) и мерительного инструмента (скобы, пробковые калибры) уменьшаются вдвое.

Если детали устанавливают на вал по посадке $H7/h6$ или $H7/g6$, то выгоднее выполнять вал гладким. Это относится и к варианту посадки на шлицах (вид *г*): применение ступенчатой посадки сильно усложняет изготовление узла, так как для каждой ступицы нужны особые протяжки, а при центрировании по внутреннему диаметру шлицев — еще особые червячные фрезы для каждой ступени вала.

При монтаже по двум посадочным поясам необходимо соблюдать правильную последовательность введения детали в посадочные отверстия. Если деталь сначала входит в первый (по ходу движения) пояс, а между торцом детали и вторым посадочным поясом остается зазор m (рис. 759, *а*), то вследствие неизбежного перекоса монтаж становится затруднительным, а при посадках с натягом зачастую и невозможным. Также следует избегать одновременного входа детали в посадочные пояса (виды *б*). Правильные конструкции показаны на видах *в*. Деталь должна сначала войти во второй посадочный пояс на расстояние n (практически 2—3 мм), достаточное для ее направления, после чего войти в первый пояс.

СЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

Съемные устройства обязательны в соединениях деталей с натягом, с приме-

нением герметизирующих составов, в соединениях с труднодоступным расположением деталей, а также в соединениях, работающих при циклических нагрузках, когда возможно появление наклепа и фрикционной коррозии.

Простейший способ облегчения разборки — включение в детали элементов, допускающих применение съемников: закраин, реборд, резьбовых поясов, нарезных отверстий и т. д. В некоторых случаях съемники вводят в конструкцию детали.

На рис. 760 показана посадка втулки с натягом в корпусную деталь. Конструкция *а* с трудом поддается разборке. Разборку можно облегчить, увеличив высоту реборды m (вид *б*), введя кольцевой зазор h (вид *в*) или выборку q между ребордой и корпусом под демонтируемый инструмент (вид *г*), просверлив резьбовые отверстия s во втулке (вид *д*) или t в корпусе (вид *е*) под винты-съемники. Резьбовых отверстий должно быть не меньше трех (под углом 120°) для того, чтобы обеспечить извлечение детали без перекосов.

На рис. 761 изображены съемные устройства для снятия плотно посаженных ступиц с цилиндрических поверхностей. В конструкциях *а, б* на ступице предусмотрена резьба под съемник. В конструкциях *в, г* съемниками служат кольцевые стопоры, заведенные в ступицу.

В конструкциях *д, е* применена система дифференциальной резьбы. Затяжная гайка снабжена двумя поясами резьбы с разным шагом; при отвертывании гайка снимает ступицу с вала.

На рис. 762 приведены примеры включения съемных элементов в конструкцию деталей (съемные элементы обозначены буквой *м*).

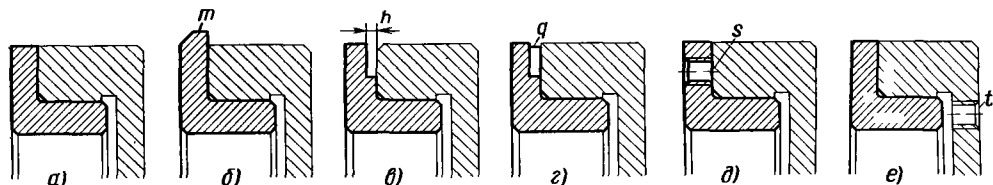


Рис. 760. Съемные устройства

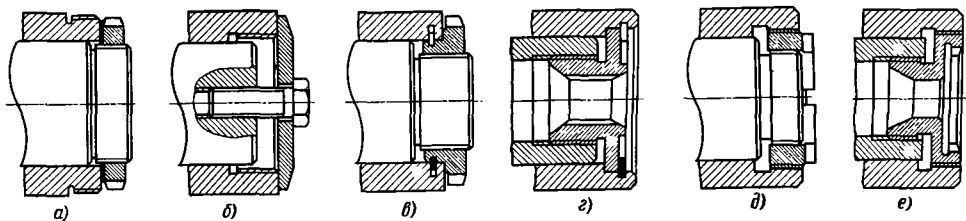


Рис. 761. Съемные устройства для плотно посаженных ступиц

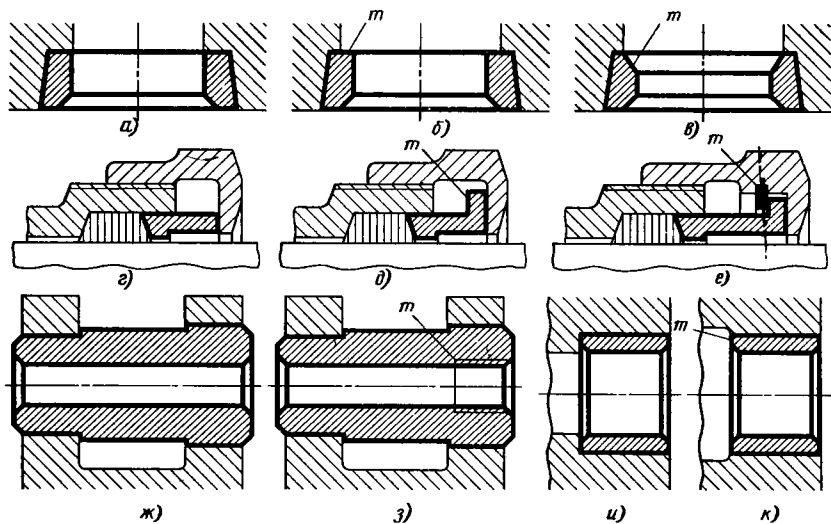


Рис. 762. Съемные устройства

В конструкции клапанного седла, запрессованного на конусе (вид *a*), сменить седло практически невозможно. Соединение можно сделать разборным, если увеличить отверстие корпуса по отношению к кромкам седла (вид *b*) или придать седлу обратно-конический профиль (вид *в*). Тогда можно выпрессовать седло, приложив силу с верхней стороны седла.

Буксы сальников (вид *г*) нередко прикипают вследствие выдавливания набивки в зазор между буксой и валом. Извлечь прикипевшую буксу из сальника трудно, если не предусмотреть на буксе съемный элемент, например реборду (вид *д*). Наилучший способ — это установка стопорного кольца в накидной гайке (вид *e*). При такой конструкции букса выходит из сальника одновременно с отворачиванием гайки.

Для облегчения выпрессовки пальца из проушины (вид *ж*) необходимо предусмотреть нарезное отверстие под съемники (вид *з*).

На видах *и*, *к* показан узел запрессовки втулки. В конструкции *и* выпрессовать втулку

можно, лишь повредив ее, например если вернуть во втулку конический нарезной стержень. В конструкции *к* втулка выпрессовывается упором в торец.

В последнее время для демонтажа соединений, выполненных по посадкам с натягом, применяют способ гидросъема (рис. 763, *a*) путем подачи на посадочные поверхности масла под давлением 150–200 МПа.

На рис. 763, *б* показан способ гидравлической выпрессовки втулки из глухого отверстия. В отверстие втулки, предварительно залитое маслом, вводят плунжер и ударом по плунжеру выпрессовывают втулку из посадочного гнезда.

ДЕМОНТАЖ ФЛАНЦЕВ

Демонтаж фланцев большого диаметра, устанавливаемых на прокладках или на герметизирующих составах или работающих при повышенных температурах, часто осложняется из-за спекания поверхностей стыка. Простейшие виды съемных устройств показаны на рис. 764. На одном из фланцев (виды *a—в*) делают выступы или выемки (обычно три, под углом 120°), допускающие приложение осевых сил для разнятия фланцев. На видах *г—e* показаны конструкции с выступами или выемками в обоих фланцах, которые можно разнять с помощью, заводимой в выборки.

Совершенное съемное устройство, показанное на рис. 765. На одном из фланцев делают три расположенных под углом 120° нарезных отверстия. Фланцы разнимают ввертыванием в отверстия нажимных винтов (вид *ф*).

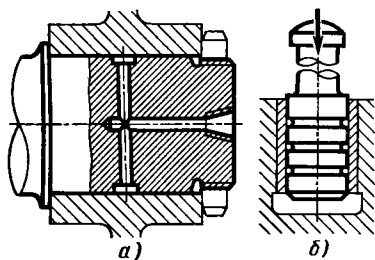


Рис. 763. Схемы гидросъема

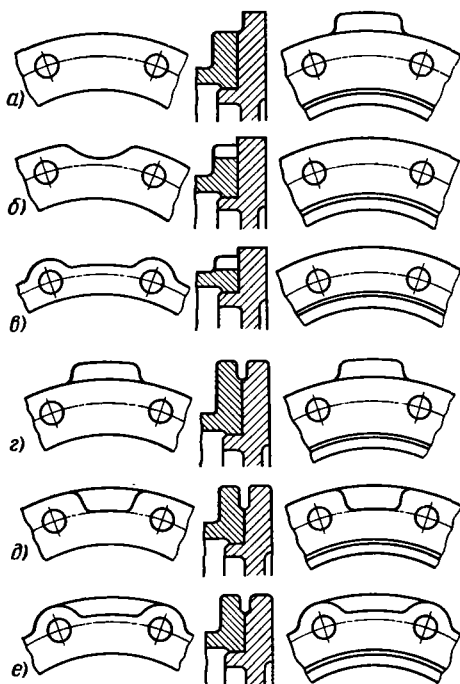


Рис. 764. Съемные устройства для фланцев

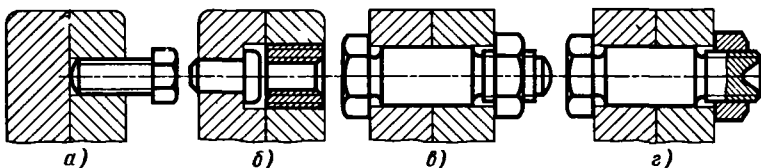
Всякая неопределенность при сборке требует дополнительного труда и времени со стороны сборщиков и контролеров и снижает производительность сборочных операций. Качество сборки в этом случае во многом зависит от квалификации персонала.

Пример неправильной конструкции представлен на рис. 766, *а*. Зубчатое колесо затягивается на валу с обеих сторон кольцевыми гайками 1. В конструкции отсутствует база, определяющая осевое положение зубчатого колеса и вала. При монтаже и переборках узла приходится регулировать положение зубчатого колеса. При этом узел может быть собран неправильно.

В конструкции *б* сделана не совсем удачная попытка зафиксировать положение зубчатого колеса. Фиксирующий подшипник 2 затягивается на выступ вала; зубчатое колесо затягивается с упором на внутреннее кольцо подшипника. Если сначала затягивают фиксирующий подшипник, а затем зубчатое колесо, то положение колеса является вполне определенным, но не исключено, что сначала затянуто колесо через подшипник 3, а затем подшипник 2. При этом зубчатое колесо может быть сдвинуто с номинального положения.

В правильной конструкции в создана жесткая база — буртик *и*, на которой затягиваются

Рис. 765. Разъем фланцев с помощью винтов-съемников



Во избежание смятия поверхности стыка (особенно у деталей, изготовленных из легких сплавов) устанавливают закаленные пятки под отжимные винты (вид *б*); отверстия под винты армируют футерками.

Призонные болты целесообразно для облегчения выколачивания снабжать сферическими торцами (вид *в*) или предпочтительнее углублениями под выколотку (вид *г*).

СБОРОЧНЫЕ БАЗЫ

Положение деталей при сборке должно быть однозначно определено сборочными базами. Недопустимы конструктивные неопределенности, при которых сборщик должен вести сборку по своему усмотрению. Нежелательны конструкции, требующие регулировки, подгонки, установок по месту и т. д. В производстве ошибки сборки могут быть обнаружены контролем. В эксплуатации же, особенно если машина попадает в неумелые руки, гарантии правильной сборки нет.

независимо один от другого подшипник и зубчатое колесо. Положение колеса и вала вполне зафиксировано и может колебаться только в пределах допусков на механическую обработку.

На виде *г* консольное зубчатое колесо установлено на подшипниках, затягиваемых в корпусе с обеих сторон кольцевыми гайками. База отсутствует; положение колеса в узле может меняться в пределах хода гаек.

В правильной конструкции *д* положение зубчатых колес зафиксировано базой (привертная шайба 4).

В узле крепления лопатки на роторе аксиального компрессора (рис. 767, *а*) радиальное расположение лопаток на роторе ничем не определено; для правильной сборки узла необходимо специальное приспособление, обеспечивающее установку лопаток на одинаковом расстоянии от центра ротора. В конструкции *б* положение лопаток зафиксировано базой, хотя

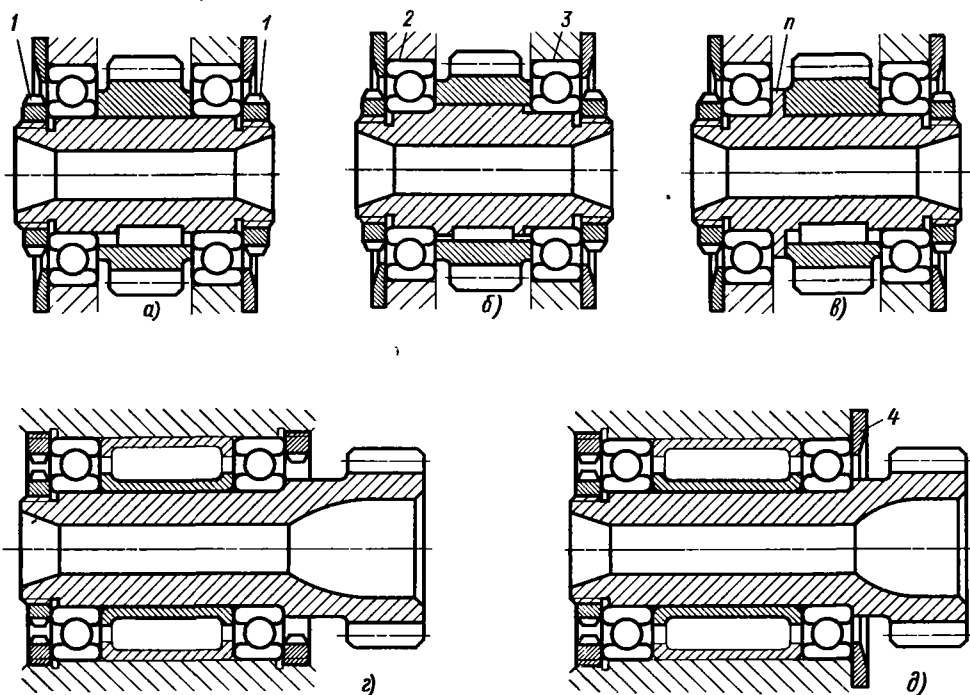


Рис. 766. Фиксация деталей при сборке

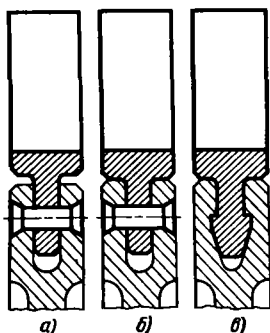


Рис. 767. Установка лопаток аксиального компрессора

и односторонней; concentricity лопаток выдерживается при сборке упором их цоколей в наружную цилиндрическую поверхность ротора. Наиболее целесообразны конструкции, в которых лопатки жестко фиксируются в радиальном направлении в обе стороны (рис. 767, в).

ИСКЛЮЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ НЕПРАВИЛЬНОЙ СБОРКИ.

В ряде случаев мелкие на вид и труднообнаруживаемые ошибки установки деталей могут

привести к нарушению работы узла и даже к авариям. В таких случаях нельзя прибегать к полумерам, например к указанию правильного положения деталей при сборке с помощью меток, рисок, клейм и т. д. Единственное правильное решение состоит в том, чтобы с помощью конструктивных мер обеспечить сборку деталей только в необходимом положении.

В узле крепления крышки подшипника (рис. 768) крышка зафиксирована относительно корпуса двумя контрольными штифтами 1 (вид а). Ошибка заключается в симметричности расположения штифтов: не исключено, что крышку установят повернутой на 180° по сравнению с исходным положением, в результате чего будут нарушены цилиндричность ложа и совпадение торцов, достигнутые при предшествующей механической обработке в сборе. Асимметричное расположение штифтов (виды б, в) исключает возможность неправильной сборки.

В подшипнике скольжения (вид г) вкладыши установлены в разъемном корпусе: верхний на маслоподводящем штуцере 2, нижний на контрольном штифте 3 того же диаметра, что и штуцер. При сборке можно ошибиться, установив нижний вкладыш наверх, а верхний вниз. Возможность ошибки устраняется, если

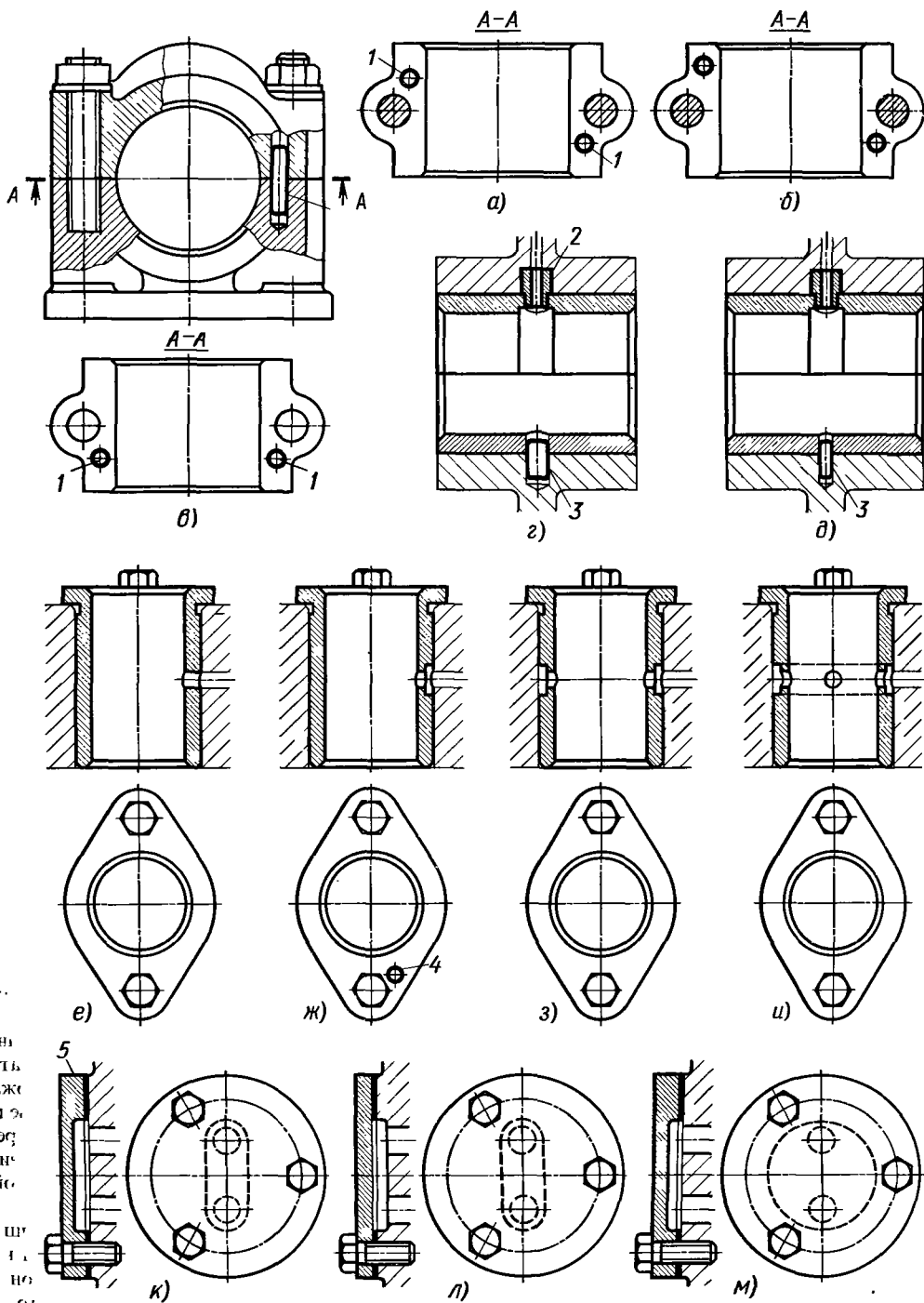


Рис. 768. Способы предупреждения неправильной сборки

штуцер и контрольный штифт 3 сделать разного диаметра (вид *д*).

В узле посадки подшипниковой втулки (виды *е-и*) втулка должна быть установлена так, чтобы маслоподводящее отверстие в корпусе совпало с отверстием во втулке. В конструкции *е* втулку можно по ошибке повернуть на 180° , вследствие чего маслоподводящее отверстие будет заглушено.

В конструкции *ж* возможность неправильной сборки устранена введением контрольного штифта 4. Для снижения требований к точности расположения отверстия на входе в отверстие предусмотрена лыска.

Другое решение состоит в том, чтобы проделать во втулке два диаметрально противоположных отверстия с лысками (вид *з*).

В конструкции *и* во втулке проделана кольцевая канавка, обеспечивающая подачу масла при любом положении втулки.

На видах *к-м* показана крышка 5, сооб-

щающая торцовым пазом два масляных верстия в корпусе. Конструкция *к* неправильна: крышку можно по ошибке установить крепежными болтами так, что отверстия в корпусе будут перекрыты. Обеспечить правильную работу узла можно, проделав паз не в крышке, а в корпусе (вид *л*) или заменив паз в крышке цилиндрической выточкой (вид *м*).

На рис. 769, *а-в* изображена установка фланца с внутренним крепежным платиком. При симметричном расположении крепежных болтов (вид *а*) не исключена возможность сдвига платика с нужного углового положения. Во избежание этого необходимо или установить фланец на контрольном штифте 1 (вид *б*) или расставить крепежные болты асимметрично. Достаточно смещения одного болта углом $\alpha = 5 \div 10^\circ$ (вид *в*), чтобы гарантировать правильную сборку.

На видах *г-и* показаны варианты свертыния шпилек в корпус. В конструкции

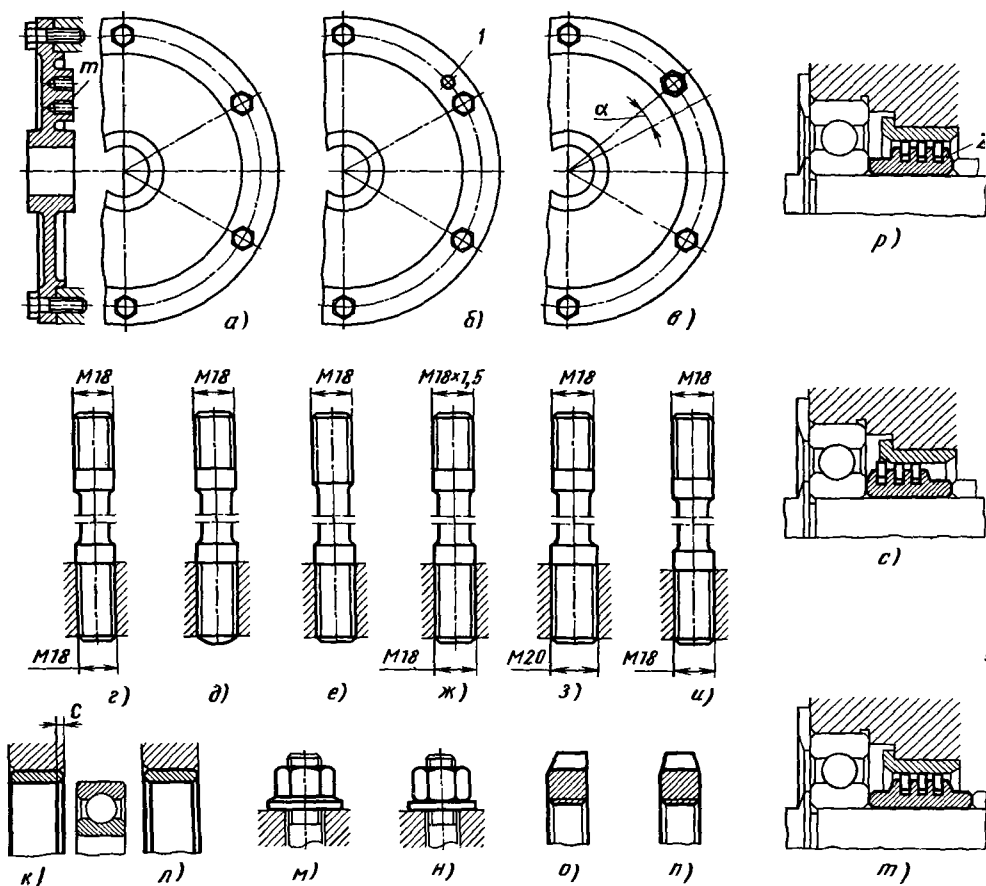


Рис. 769. Способы предупреждения неправильной сборки

концы шпилек имеют одинаковую резьбу, но разную длину нарезной части: возможна ошибочная установка шпильки в корпус.

Мало помогает введение различных признаков — придание концам шпильки разной конфигурации, например заправка одного конца на сферу (вид *д*) или устранение гладкого пояса на другом конце (вид *е*).

Возможность неправильной сборки исключается, если резьбу на концах шпильки выполнить с разным шагом (вид *жс*) или, лучше, с разным диаметром (вид *з*).

Можно также придать концам шпильки совершенно одинаковую конфигурацию и одинаковые осевые размеры (вид *и*), что делает положение шпильки при сборке безразличным.

Принцип безразличной сборки исключает возможность ошибок и повышает производительность сборочных операций, освобождая сборщика от затраты времени на выбор правильного положения детали.

На рис. 769, *к* изображена запрессованная в корпус втулка, имеющая на одной стороне пологую заходную фаску *с* для установки подшипников качения. При ошибочной сборке фаска окажется на противоположной стороне, вследствие чего установка подшипника будет затруднена. В конструкции *л* фаски сняты с обеих сторон, и положение втулки при сборке становится безразличным.

Невыгодны крепежные гайки с односторонней фаской (виды *м*, *о*), так как сборщик должен следить за правильной установкой гаек; в условиях механизированной сборки необходима ориентированная подача гаек к завертывающему инструменту. Как правило, следует применять гайки с двусторонней фаской (виды *н*, *п*), которые можно устанавливать любой стороной. Равным образом следует избегать применения подкладных шайб асимметричной формы (вид *м*), заменяя их симметричными (вид *п*).

В узле масляного уплотнения с разрезными пружинами кольцами (вид *р*) корпус 2 уплотнения вследствие асимметрии его формы должен быть установлен только в одном положении. При ошибочной установке (вид *с*) конструкция становится неработоспособной. В конструкции *т* корпус сделан симметричным; правильная работа узла обеспечивается при любом расположении корпуса.

ПОДВОД МОНТАЖНОГО ИНСТРУМЕНТА

Необходимо обеспечивать удобный подвод монтажного инструмента к крепежным деталям. Пример неудовлетворительной конструкции приведен на рис. 770, *а* (узел установки

шкива клиноременной передачи с уплотняющим сальником). Подвести ключ к болтам грядбуксы можно, только сняв предварительно шкив с вала. В конструкции *б* ошибка исправлена — шкив удален на расстояние *з*, достаточное для заведения накидного ключа на головки болтов.

В конструкции *в* в диске шкива проделаны отверстия *п*, допускающие подтяжку болтов грядбуксы торцовым ключом.

На видах *г—ж* показано крепление цилиндра двигателя воздушного охлаждения. Конструкция *г* неправильна: зазор h_1 между нижним ребром и концами крепежных шпилек, остающийся после наведения цилиндра на шпильки, меньше высоты *h* крепежных гаек. Собрать узел можно только одним, крайне непроизводительным способом: приподнять цилиндр на шпильках (вид *д*), наживить, а затем завернуть последовательно все гайки.

Для производительной сборки следует предусмотреть между нижним ребром и концом шпильки зазор h_2 , превышающий высоту гайки *h* (вид *е*), или проделать в нижних ребрах выборки *т* под гайки (вид *ж*).

Как правило, рекомендуется обеспечивать возможность завертывания гаек и болтов торцовыми ключами, которые удобнее в работе, повышают производительность сборки, меньше сминают грани гаек и позволяют увеличить силу затяжки. Завертывание гаек с торца является обязательным при механизированной сборке с применением электрических или пневматических гайковедов.

На рис. 771 приведены примеры изменения конструкций крепежных узлов с целью перевода на механизированную сборку.

В конструкции *а* гайки можно завернуть только накидным ключом. В конструкции *б* предусмотрен зазор *с*, допускающий завертывание торцовым ключом. Наиболее удобна сборка конструкции *в*, где гайки выведены на открытую поверхность детали.

В узле крепления кронштейна (вид *г*) завертывание с торца можно обеспечить разнесением болтов на расстояние *з* от головки кронштейна (вид *д*) или креплением болтами со стороны, противоположной расположению кронштейна (вид *е*).

В узле крепления углового патрубка (вид *ж*) подход к внутренней гайке затруднен; применить для завертывания гайки торцовый ключ невозможно. В конструкции *з* ошибка исправлена поворотом фланца на 90° относительно оси патрубка. Еще лучше конструкция *и*, где гайки выведены над поверхностью патрубка.

При расположении гаек в тесных местах необходимо назначать минимальные зазоры под

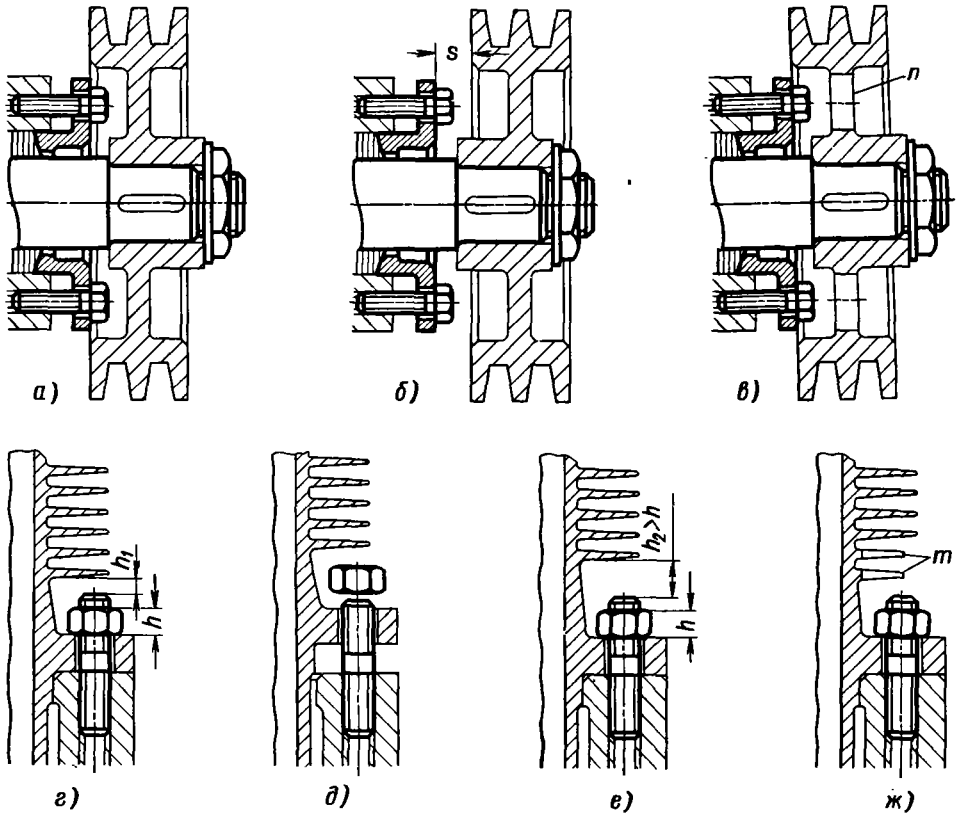


Рис. 770. Подход монтажного инструмента

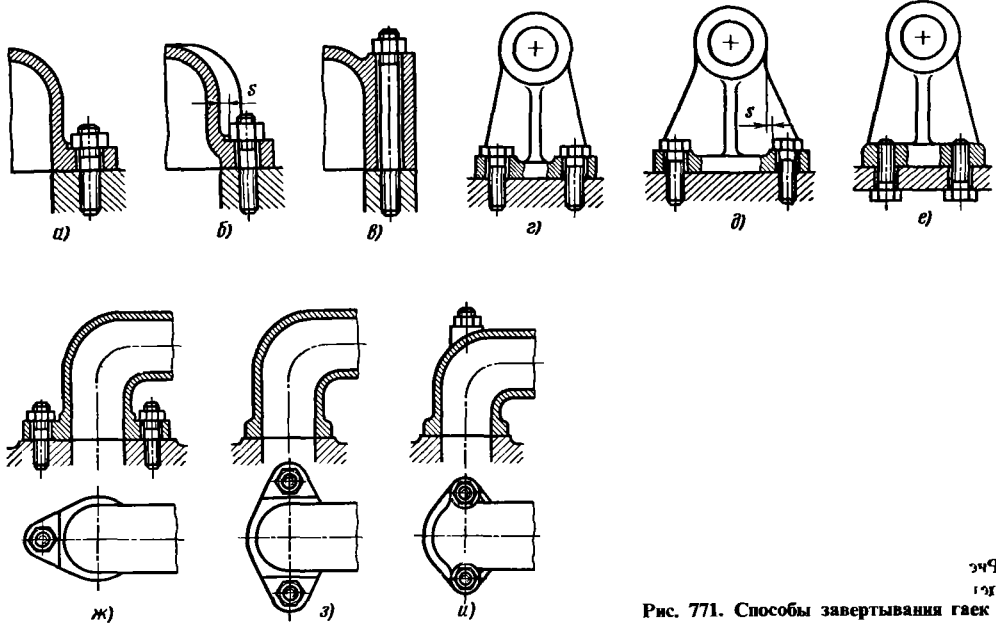


Рис. 771. Способы заворачивания гаек

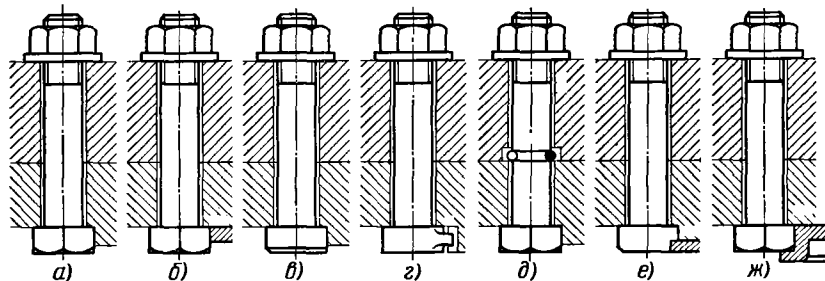


Рис. 772. Фиксация болтов от проворота и осевого перемещения

ключ в соответствии с размерами гайковертов и сменных ключей-головок к ним.

Головки болтов должны быть зафиксированы от проворачивания при затяжке, например, упором шестигранника в уступ (рис. 772, *а, б*), лысками (вид *в*), усиками (вид *г*) и т. д., для того чтобы устранить необходимость придерживания головки ключом при закручивании гайки.

Не менее важно предупредить при затяжке смещение болтов в осевом направлении и исключить возможность выпадения болтов особенно при сборке в вертикальном положении. Фиксация болтов кольцевым стопором (вид *д*) нецелесообразна, так как канавка под стопор ослабляет болт. Лучшие конструкции *е, ж*.

Для облегчения наживления гаек при механизированном завертывании торцы крепежных деталей следует снабжать пологими заходными фасками.

ТАКЕЛАЖИРОВАНИЕ

Следует обеспечить возможность такелажирования тяжелых агрегатов и деталей для внутривозвездской транспортировки, а также

машины в целом для транспортировки и установки на место.

Если допускает конфигурация машины, то стропы и захваты заводят за лапы, выступы (рис. 773, *а*), закраины (вид *б*), отверстия (вид *в*) или штанги, вставляемые в отверстия (вид *г*).

Если в машине таких элементов нет, то обязательна установка рывков.

Подвешивать машину или крупную деталь в одной точке допустимо только в том случае, если центр ее тяжести расположен низко, а линия центра тяжести проходит через точку крепления, т. е. в случае высоких деталей с небольшим сечением (вид *д*).

Подвешивание в одной точке деталей значительной ширины (вид *е*) может вызвать перекосяк и опрокидывание детали. Детали такой формы следует крепить по крайней мере в двух точках (вид *ж*). Для низких деталей большой ширины и длины крепление в одной и двух точках (виды *з, и*) недопустимо. В общем случае детали следует подвешивать в трех, а лучше в четырех точках (вид *к*).

Цилиндрические детали типа валов подвешивают за рым-болты, ввертываемые в на-

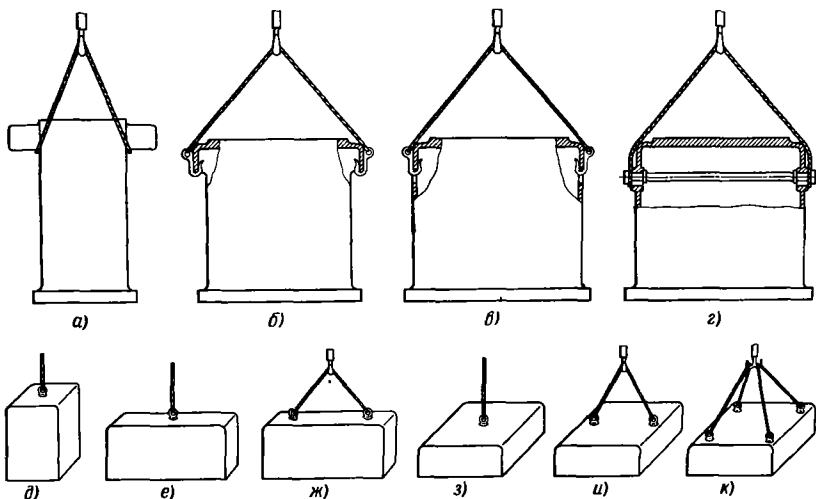


Рис. 773. Подвеска деталей при такелажировании

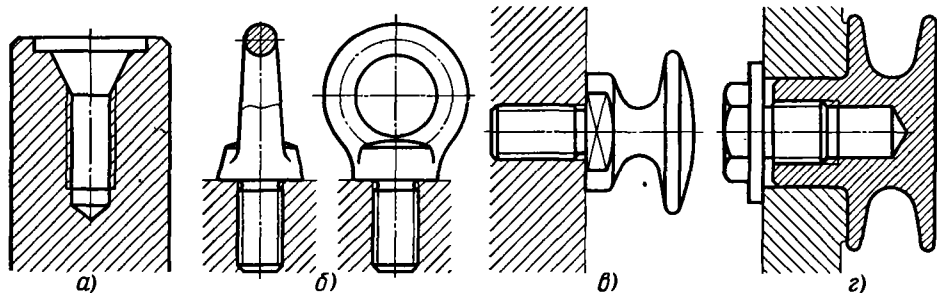


Рис. 774. Рым-болты

резные отверстия (рис. 774, а), обычно объединенные с центровыми отверстиями (ГОСТ 14034—74).

Чаще всего применяют кольцевые рым-болты (вид б). Размеры рывмов из ряда нормальных выбирают на основании нагрузок, действующих на рывмы.

Для боковой установки применяют цилиндрические консольные рывмы с шейками под стропы и захваты (вид в). На рис. 774, г по-

казана конструкция консольного рывма для больших нагрузок.

При проектировании нестандартных рывмов нужно быть очень осторожным, так как неправильная конструкция может быть причиной срыва машины с талей, поломки машины и человеческих жертв. Рывмы должны быть рассчитаны с большими запасами прочности. Применения литых рывмов надо избегать. Участки соприкосновения рывмов со стропами должны быть плавно закруглены.

18. УДОБСТВО ОБСЛУЖИВАНИЯ

При проектировании узлов, агрегатов и машин необходимо обеспечить удобство обслуживания, управления, разборки, сборки и регулирования, доступность агрегатов для осмотра; предупредить возможность повреждений и поломок в результате неумелого или небрежного обращения с машиной; облегчить очистку машины.

Необходимо придать машине красивый внешний вид.

ОБЛЕГЧЕНИЕ СБОРКИ И РАЗБОРКИ

Рассмотрим несколько примеров облегчения сборки и разборки соединений, часто разбираемых в эксплуатации (рис. 775).

Затруднительное надевание мягкого рукава на трубу в конструкции *a* облегчено в конструкции *b* введением направляющего участка с закругленными входными кромками.

В уплотнениях с разрезными пружинными кольцами (вид *в*) для упрощения сборки корпус должен быть снабжен пологой заходной фаской диаметра D , превышающего диаметр d колец в свободном состоянии (вид *з*).

В труднодоступных соединениях, особенно когда сборка производится «вслепую», детали, вводимые в отверстие (вид *д*), целесообразно снабжать конусами-искателями, а в отверстиях предусматривать конусы-ловители (вид *е*).

При конструировании масляных систем нередко забывают о необходимости периодической очистки внутренних полостей и каналов от скоплений грязи и продуктов теплового разложения масла. Масляные каналы предпочтительно закрывать не наглухо (рис. 776, *a* б), а пробками (виды *в*, *з*).

На рис. 777, *a* приведен пример нецелесообразной конструкции смазочной полости шейки коленчатого вала. Полость герметизирована заглушками из листовой стали, завальцованными в щеки коленчатого вала. Очистка полости возможна только путем прошиповки внутренних полостей вала моющим раствором. Целесообразнее конструкция со съёмными заглушками (рис. 777, *б*).

Часто демонтируемые и монтируемые в эксплуатации соединения следует делать быстро-съёмными. На рис. 778 показан наконечник проводника системы зажигания. В конструкции *a* для снятия проводника требуется полное отвертывание крепежной гайки контактного винта. В конструкции *б* с прорезным наконечником достаточно отвернуть гайку на высоту h фиксирующей отбортовки, после чего наконечник снимается с винта.

На рис. 779 показано быстродействующее соединение с откидными болтами (называемыми автоклавными вследствие того,

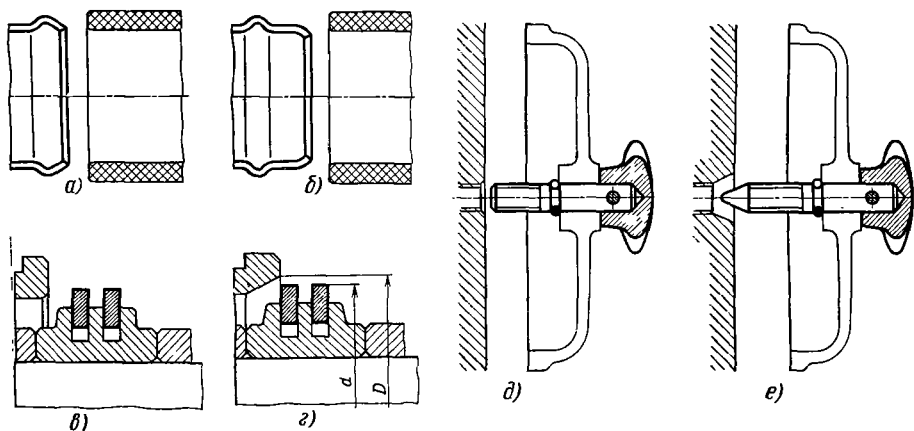


Рис. 775. Способы облегчения монтажа

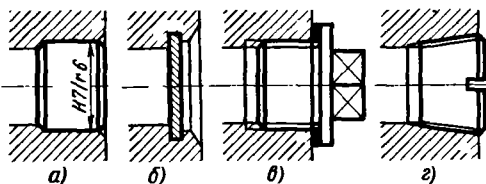


Рис. 776. Способы заглушения маслопроводов

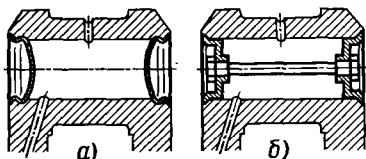


Рис. 777. Способы заглушения масляных полостей коленчатого вала

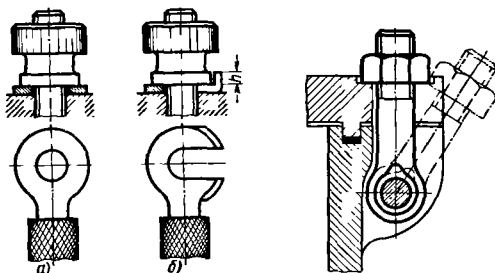


Рис. 778. Наконечник проводника

Рис. 779. Откидной болт

что их часто применяют для крепления крышек автоклавов). Достаточно отвернуть гайку на высоту, обеспечивающую ее проход через угол крышки, после этого болты откидывают и освобождают крышку.

На рис. 780 показан пример крепления цилиндрической детали в пружинном зажиме типа «лира».

В быстродействующих соединениях широко применяют затворы с перекидным рычагом

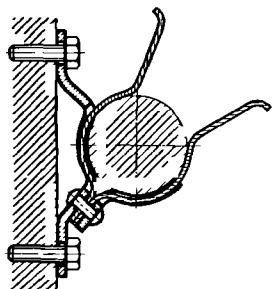


Рис. 780. Зажим «лира»

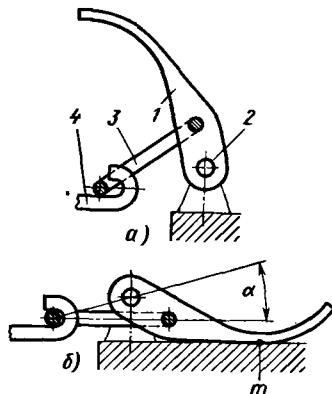


Рис. 781. Быстродействующий затвор

(лягушки). Затвор, основанный на схеме шатунно-кривошипного механизма, состоит из рычага 1 (рис. 781, а), поворачивающегося вокруг оси 2. На рычаге укреплен скобка 3, входящая в крючок затягиваемой детали 4. При переводе в положение, изображенное на виде б, рычагом натягивают крючок. В силу известного свойства кривошипно-шатунного механизма натяжение достигает максимума в мертвой точке (угол α) рычаг фиксируется силами упругости системы, прижимающими его к упору m .

Пример применения лягушки в механизме крепления цилиндрической трубчатой детали 1 приведен на рис. 782.

На рис. 783 показан узел регулирования осевого положения вала в разъемном подшип-

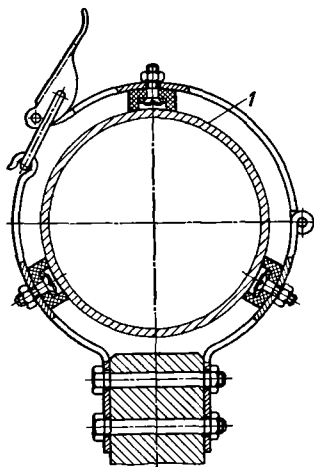


Рис. 782. Крепление трубчатой детали быстродействующим затвором

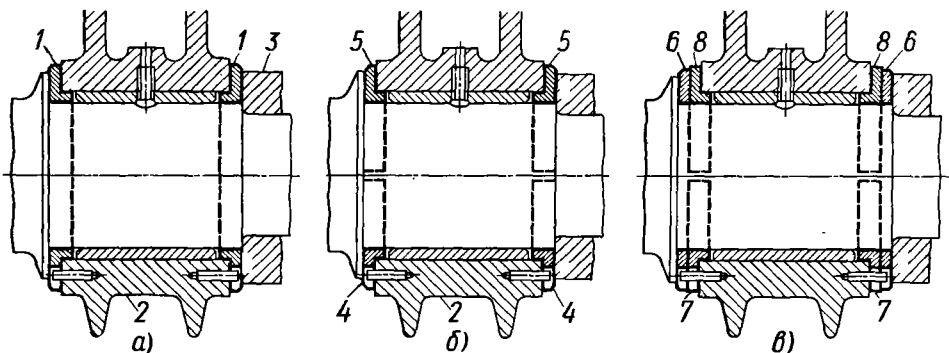


Рис. 783. Регулирование осевого положения вала

нике скольжения с помощью регулировочных колец (радиальная сборка). В конструкции *a* регулировочные кольца *1* сделаны целыми. Для регулировки нужно снять крышку *2* подшипника, извлечь вал из опор и демонтировать насадную деталь *3*.

В конструкции *б*, где регулировочные кольца сделаны разрезными (полукольца *4*, *5*), необходимо только снять крышку *2* подшипника и, оставляя вал на месте, снять сначала полукольца *4* и затем вывести полукольца *5*, повернув их вокруг оси вала на 180° . Если по условиям работы требуется полная, непрерывная разрезами опорная поверхность, то вводят дополнительные целые кольца *б* (вид *в*). При регулировке эти кольца остаются на месте. Регулировочные полукольца *7*, *8* снимаются без разборки вала.

Для удобства разборки и сборки целесообразно снабжать съемные крышки корпусных деталей вафельными ребрами (рис. 784), образующими отсеки для раскладки снимаемых при разборке крепежных деталей — по каждому размеру и типу — в свой отсек.

Рукоятки, маховички, ручные гайки и т. д. должны иметь удобную форму.

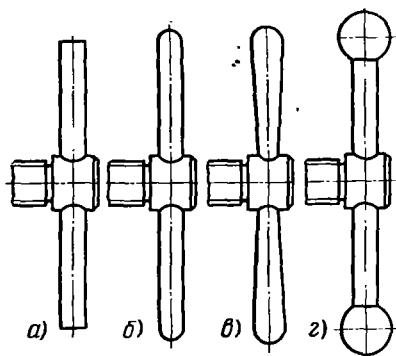


Рис. 785. Конструкции рукояток

На рис. 785, *a* представлена нецелесообразная конструкция воротка грузового винта; *б*, *в*, *г* — улучшенные конструкции.

Конструкция гайки ручного заворачивания с накаткой (рис. 786, *a*) не позволяет сильно затянуть гайку. В конструкции *б* острые грани гайки режут пальцы, кроме того, в верхней части гайки образуется грязевой мешок. Правильные конструкции, допускающие силовую затяжку от руки, показаны на видах *в*, *г*. При необходимости сильной затяжки ручные гайки снабжают дополнительными элементами в виде лысок или шестигранников (вид *д*).

Для ускорения и упрощения монтажа часто разбираемых соединений целесообразно применять «нетеряющиеся» гайки, фиксируемые в притягиваемой детали, например, с помощью кольцевых стопоров (рис. 787). Одиночные гайки фиксируют с минимальным осевым зазором *m*; такие гайки служат съемниками. В соединениях с несколькими гайками осевой зазор *m* должен несколько превышать длину *n* резьбы болтов. В противном случае заворачивать и отвертывать гайки становится трудно (во избежание перекоса и защемления

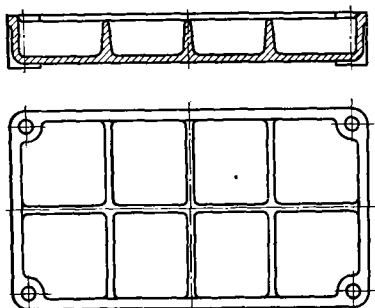


Рис. 784. Крышки с отсеками под раскладку крепежа

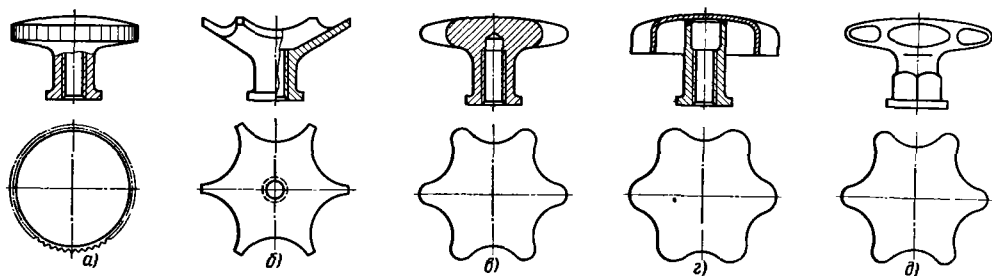


Рис. 786. Ручные гайки

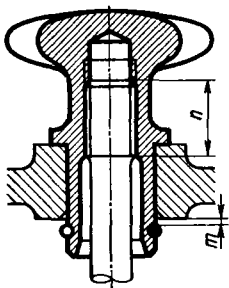


Рис. 787. «Нетеряющаяся» гайка

детали приходится последовательно и каждый раз на малую величину заворачивать поочередно все гайки).

Конструкция ручных гаек, маховичков и т. д. должна обеспечивать удобный подход и надежный захват их всей кистью руки. Диаметр маховичков должен быть не меньше 80–100 мм. Конструкция по рис. 788, а неправильная: зазор m между маховичком и крепежными болтами не позволяет охватить маховичок рукой. В конструкции б маховичок удален от стенки корпуса. Если применить утепленные болты с внутренним шестигранником (вид в), зазор увеличивается на высоту головки болта n .

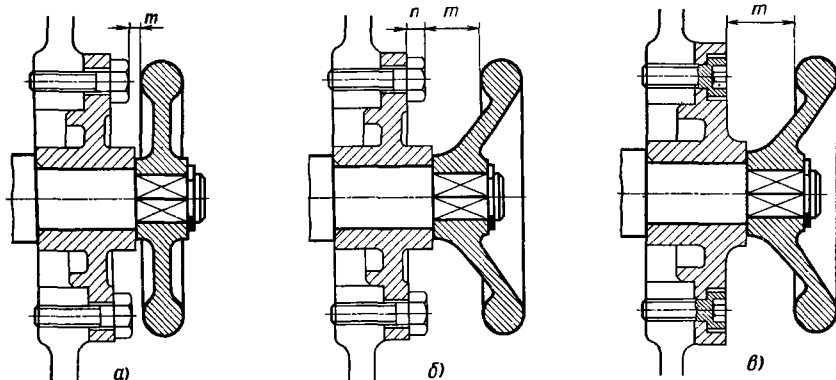


Рис. 788. Конструкции ручных маховичков

Минимальный зазор m , необходимый для удобного захвата рукой маховичка, равен 20–25 мм. Для машин, работающих на открытом воздухе, его следует делать не менее 35–40 мм, учитывая работу в рукавицах.

Маховички и рукоятки, предназначенные для быстрого вращения (например, рукоятки перестановочных передач металлообрабатывающих станков, маховички поворотных червячных передач и т. д.), должны обладать повышенной маховой массой, облегчающей преодоление неравномерности крутящего момента привода. Приводные рукоятки (рис. 789, а) необходимо снабжать противовесами (вид б) или выполнять их в виде маховичков с массивными ободьями (вид в).

Детали ручного манипулирования во избежание повреждения рук, для улучшения внешнего вида и предупреждения коррозии следует полировать.

В резьбовых соединениях рядового назначения следует применять гайки с двусторонней фаской, которые можно ставить любой стороной.

Часто отвертываемые в эксплуатации гайки и болты целесообразно выполнять с увеличенной высотой шестигранника $H = (1,0 \div 1,4)d$

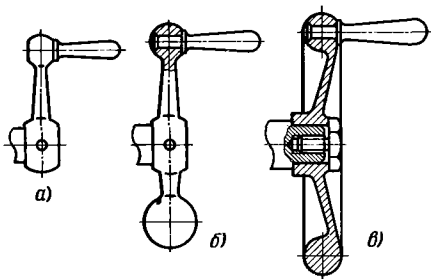


Рис. 789. Рукоятки

(рис. 790, б, д) вместо обычных значений $h = (0,7 \div 0,8) d$ (вид а, з) и придавать им повышенную твердость (HRC 35 – 45) во избежание смятия граней.

Облегчают заворачивание и отвертывание буртики у основания шестигранника (виды в, е), предупреждая соскальзывание ключа. Однако для массового производства эта конструкция не приспособлена (нельзя изготовлять гайки из шестигранного проката).

Во всех случаях, когда допускает конструкция, целесообразно предусматривать завертывание торцовыми ключами.

Как правило, следует стремиться к всемерной унификации размеров шестигранников для уменьшения номенклатуры ключей. Однако при стопорении болтов контргайками рекомендуется применять различные инструменты для болта и для контргайки (виды з, и). При одинаковых шестигранниках (вид ж) придется держать в комплекте дублирующие ключи. Гайки и болты с левой резьбой должны быть помечены во избежание попыток неправильного отвертывания, которое может вызвать повреждение деталей. Различительные метки для крепежных деталей с левой резьбой показаны на рис. 791, а–з.

Детали, входящие в основной комплект, должны быть конструктивно привязаны к машине. Незакрепленные детали могут быть утеряны при транспортировке и перестановке машины. Примеры конструктивной привязки

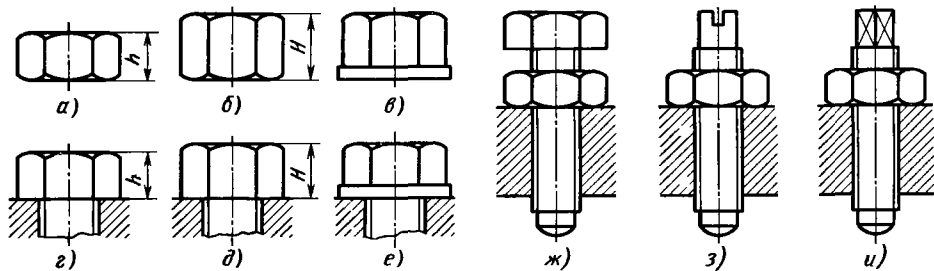


Рис. 790. Конструкции гаек и болтов

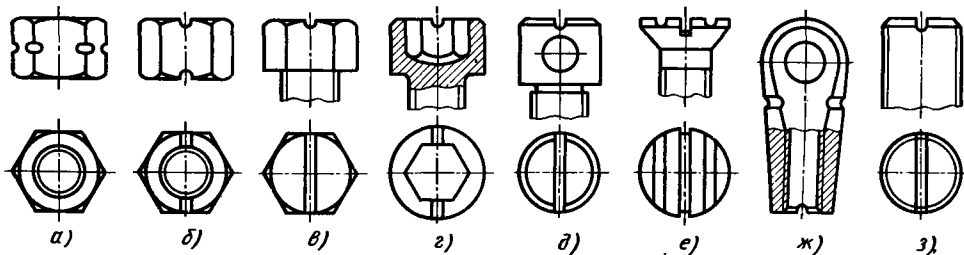


Рис. 791. Различительные метки для крепежных деталей с левой резьбой

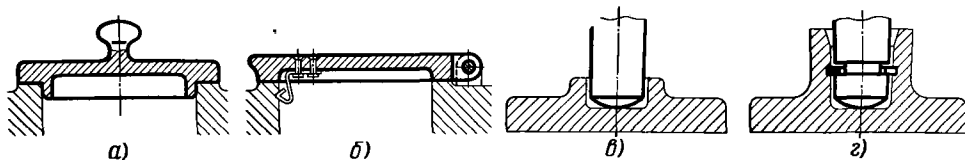


Рис. 792. Конструктивная привязка деталей:
а, в — неправильные; б, г — правильные конструкции

приведены на рис. 792, *а, б* (смотровая крышка) и *в, г* (ножка с самоустанавливающимся башмаком).

ЗАЩИТА ОТ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Следует принимать меры против повреждения хрупких элементов деталей, а также точных поверхностей в результате неосторожного обращения.

Примером может служить головка цилиндра двигателя воздушного охлаждения, выполненная из алюминиевого сплава (рис. 793, *а*). Поломку тонких ребер можно предупредить утолщением нижнего ребра (вид *б*) или напрессовкой стального ребра (вид *в*).

Для защиты торцов шлицев от забоин при случайных ударах, падении детали и т. д. целесообразно снимать фаски диаметром D , превышающим наружный диаметр D_0 шлицев (вид *г*), или утапливать шлицы по отношению к торцу детали (вид *д*).

Контрольные штифты (вид *е*) во избежание повреждений целесообразно утапливать в фиксируемой детали (вид *ж*).

Следует учитывать возможность выхода из строя наиболее напряженных деталей и принимать меры к предупреждению поломок и к предотвращению вызываемых ими серьезных аварий.

Примером может служить клапан двигателя внутреннего сгорания (рис. 794, *а*). При поломке клапанной пружины клапан провисает в направляющей втулке и начинает ударяться

в днище поршня. Если к тому же выходят из своих гнезд конические сухари *1* крепления клапанной тарелки, то клапан проваливается в цилиндр. Тогда неизбежна серьезная авария в результате упора штока клапана в потолок камеры сгорания.

В конструкции *б* авария исключена путем установки на штоке кольцевого стопора *2* на расстоянии h от торца направляющей, несколько превышающем рабочий ход клапана.

Практически исключает возможность проваливания клапана установка двух (вид *в*) или трех концентрических пружин. Для предотвращения попадания витков пружины (при ее поломке), в промежутки между витками оставшейся пружины виткам смежных пружин придают противоположный наклон.

На рис. 794, *г* изображен торсионный вал *3*, служащий для упругой передачи крутящего момента от вала *4* к валу *5*. Как и во всех пружинных деталях, для торсионов допускают повышенные напряжения, вследствие чего не исключена их поломка при превышении расчетного режима, например при возникновении крутильных колебаний.

Для предупреждения перегрузки торсион заключают в шлицевую втулку *б*, установленную в тех же шлицах, что и рессора, но с большим окружным зазором. Торсионный вал работает на нормальном режиме. При превышении расчетного крутящего момента нагрузку воспринимает втулка, что предупреждает поломку вала. Если же вал сломается, то крутящий момент передает втулка, хотя и с пониженной податливостью.

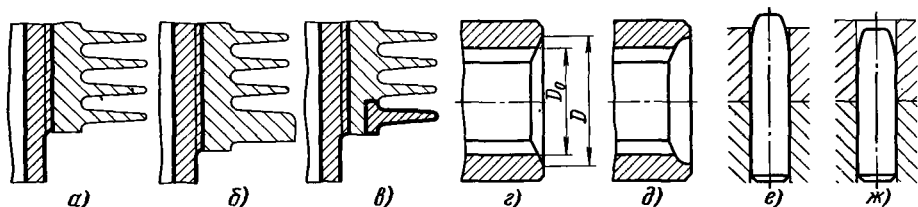


Рис. 793. Защита элементов конструкции от повреждений

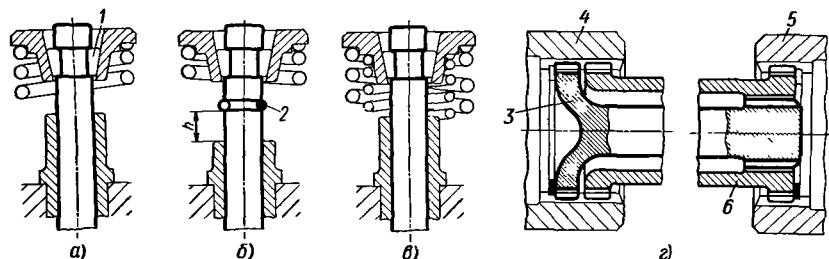


Рис. 794. Защита от последствий поломок

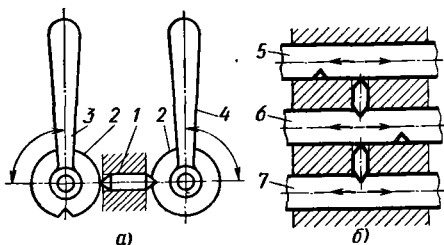


Рис. 795. Блокирующие устройства

БЛОКИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Машины и агрегаты должны быть надежно защищены от поломок, происходящих в результате неосторожного или неумелого обращения с ними обслуживающего персонала. Возможность неправильного обращения должна быть полностью исключена конструктивными мерами.

В машины-орудия следует вводить автоматические блокирующие устройства, выключающие машину или ее механизмы при переходе за опасные значения ходов и перемещений. В переключателях и переставных механизмах должны быть предусмотрены средства, предупреждающие возможность одновременного включения.

На рис. 795,а показан ручной привод распределительных кранов. По условиям работы требуется, чтобы каждый из кранов мог быть повернут лишь при вполне определенном положении другого крана. Эта задача решается установкой фиксатора 1, управляемого дисками 2, жестко связанными с приводными рукоятками. Поворот рукоятки 3 запирает через фиксатор рукоятку 4. Поворот рукоятки 4 возможен только при вполне определенном положении рукоятки 3.

На рис. 795,б показано блокирующее устройство, широко применяемое в конструкции коробок скоростей с перестановкой зубчатых колес с помощью тяг. Перемещение переключающей тяги 5 возможно только при запертых тягах 6, 7, перемещение тяги 6 — при запертых тягах 5, 7, перемещение тяги 7 — при запертых тягах 5, 6. Таким образом, это устройство допускает включение каждого из колес лишь после вывода из зацепления остальных.

Часто задачу можно решить введением механических связей между переставляемыми элементами с централизованным приводом единой рукояткой (однорукоятное управление).

В конструкциях кнопок ручного управления должна быть предупреждена возможность случайных включений. Выступающие кнопки

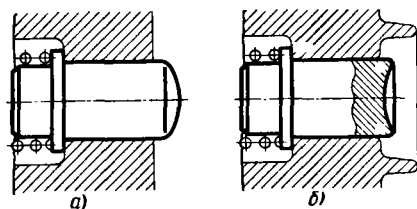


Рис. 796. Предупреждение случайного включения кнопки

(рис. 796,а) недопустимы; во избежание случайного нажатия кнопку следует утапливать (вид б).

ВНЕШНИЙ ВИД И ОТДЕЛКА МАШИН

Машина и ее корпусные детали должны иметь плавные очертания. Это — важное условие облегчения ухода за машиной.

Нежелательны высокие ребра, входящие углы, впадины, в которых скапливается влага, грязь и пыль и которые затрудняют обтирку и мойку машины. Наружные ребра (рис. 797,а) целесообразно заменять внутренними (вид б). Рекомендуется избегать расположения крепежных деталей в нишах (вид в); лучше выводить их за поверхность детали (вид з).

На рис. 797,д показана плохая конструкция лапы корытного сечения. Между ребрами лапы образуется грязевой мешок; очищать полость от грязи трудно. На виде е показана более правильная, закрытая сверху конструкция. Наиболее целесообразна закрытая коробчатая конструкция жс.

Рекомендуется избегать крышек с углублениями (вид з); их лучше выполнять плоскими (вид и) или слегка выпуклыми (вид к).

В узле крепления облицовки смотрового стекла (вид л) выступающие головки крепежных болтов портят внешний вид и затрудняют обтирку. Конструкция м улучшена заменой болтов винтами с потайными головками. В наиболее целесообразной конструкции н наружная поверхность гладкая; облицовка крепится с внутренней стороны корпуса шпильками, приваренными контактной сваркой к облицовке.

Кроме технической, следует учитывать и эстетическую сторону. Внешний вид изделия выигрывает при гладких, плавных очертаниях, при выпуклых сводчатых формах, которые условно называют «зализанными» или «обтекаемыми».

Эстетика машины — это прежде всего техническая целесообразность. Красивы машины с рациональной компоновкой и с целесообразной силовой схемой, обуславливающих соб-

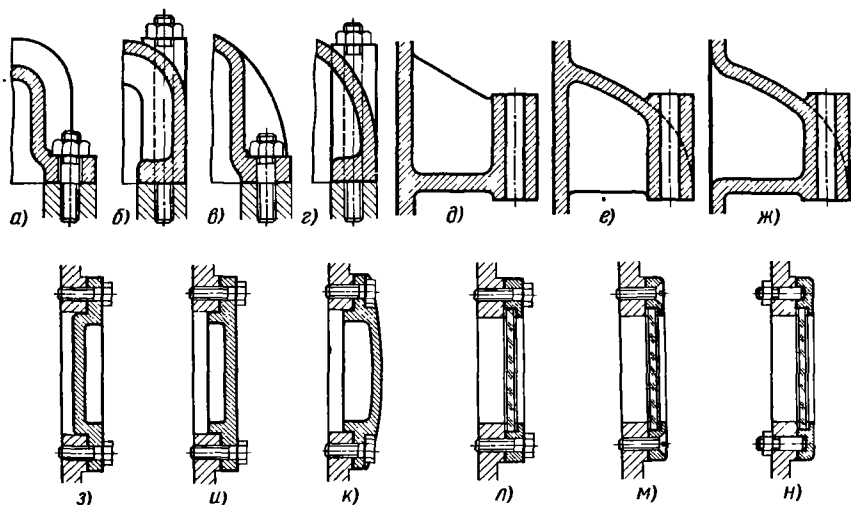


Рис. 797. Устранение углублений и выступающих частей

ранность и компактность форм. Некрасивы машины с разбросанными узлами, с открытыми рабочими органами, с проемами и пустотами между структурными элементами.

Стремясь к максимальной компактности и плавности наружных очертаний, не следует превращать машины в гладкие коробки. Целесообразно выдерживать определенный архитектурный рисунок, согласованный с конфигурацией машины и подчеркивающий обций ее горизонтальный или вертикальный строй. Этот рисунок можно создать рельефным выделением главных структурных элементов, введением карнизов, ребер, стыковых рантов и т. д.

Машина коробчатой формы с гладкими стыками (рис. 798, а) производит впечатление тяжелой глыбы металла. Машина становится более стройной и легкой на вид, если придать чередующимся горизонтальным составляющим несколько различную длину и ширину и ввести ранты по контуру стыков (вид б).

Стыковые ранты имеют не только декоративное, но и практическое назначение. Опилкой рантов можно исправить неточности литья и добиться совпадения контуров соприкасающихся поверхностей.

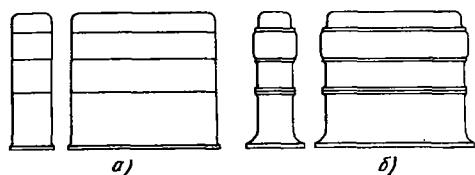


Рис. 798. Оформление корпуса машины

Поверхности, панели и щитки большой протяженности целесообразно оживлять рельефом простого и строгого рисунка, согласованного с формой машины, например в виде параллельных ребер, направленных горизонтально или вертикально в зависимости от общего строя машины. Кроме того, рельефы увеличивают жесткость щитков.

Особое внимание следует обращать на расположение, внешний вид и отделку органов управления и контроля. Они должны быть установлены поблизости от поста оператора — в месте, удобном для манипулирования и обзора, по возможности на одной панели. Металлические детали целесообразно полировать, хромировать или покрывать цветными эмальями. Следует избегать блестящих металлических покрытий (декоративное хромирование), утомляющих, а при ярком освещении слепящих глаза. Целесообразно применять матовое (молочное) хромирование.

Фирменные ярлыки, таблицы с указанием параметров, табличные схемы и т. д. должны быть выполнены на массивных пластинках четкими крупными знаками, изготовленными фототипией или гравированием (но не выбивкой на тонких жестяных листах), расположены на удобном для чтения месте и при необходимости (в случае установки в нишах или в ящиках) снабжены подсветкой.

Красивая, чистая отделка машины настраивает обслуживающий персонал на бережное отношение к ней.

Не следует излишне украшать изделие. Изобилие блестящих поверхностей, пестрота красок, яркие, кричащие тона отделки не улуч-

шают, а, напротив, портят внешний вид изделия. Отделка машины должна быть технически целесообразна, соответствовать функциональному назначению деталей и способствовать удобству управления и обслуживания. Формы должны быть простыми и строгими, цвета окраски — спокойными.

Машины, работающие в закрытых помещениях, целесообразно окрашивать красками светлых тонов (голубой, светло-зеленый, светло-серый), которые обладают повышенным коэффициентом отражения и увеличивают освещенность помещения. В производствах, где на первом месте стоят требования санитарии (пищевое, медицинское), следует применять покрытия молочно-белого цвета или цвета слоновой кости.

Машины, эксплуатируемые на открытом воздухе, подверженные действию пыли, копоти, сажи, выхлопных газов, атмосферных осадков и т. д., предпочтительно окрашивать в темные цвета.

Покрытие должно быть долговечным, абразивоустойчивым, хорошо противостоять атмосферным воздействиям, обладать высокой адгезией к металлическим поверхностям и надежно защищать металл от коррозии. Взамен масляных лакокрасочных покрытий разработаны новые, более стойкие синтетические покрытия (нитроцеллюлозные эмали, эскапоновые лаки, алкидные, фенольные и эпоксидные покрытия и др.).

Наиболее высокими качествами обладают силиконовые (кремнийорганические) покрытия, отличающиеся водо-, пыле- и грязеотталкивающими свойствами, свето- и термостойкостью.

Список литературы

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 4-е М., «Машиностроение», 1973.
2. Анфимов М. М. Редукторы. Конструкция и расчет. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1965.
3. Арсеньев Ю. Д. Теория подобия в инженерных экономических расчетах. М., Высшая школа, 1967.
4. Бажанов В. Л. и др. Расчет конструкций на тепловые взаимодействия. М., «Машиностроение», 1969.
5. Балтер М. А. Упрочнение деталей машин. М., «Машиностроение», 1968.
6. Барташев Л. В. Техничко-экономические расчеты при проектировании и производстве машин. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1968.
7. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. Изд. 2-е. М., «Машиностроение», 1966.
8. Бобров И. М., Михайлов В. Г. В помощь конструктору-расчетчику. М., «Машиностроение», 1969.
9. Бойко Л. С. и др. Редукторы и вариаторы. Атлас конструкций. М., «Машиностроение», 1964.
10. Васильев В. З. и др. Справочные таблицы по деталям машин. Изд. 5-е. М., «Машиностроение», 1965.
11. Вейн В. Л. и др. Динамические расчеты приводов машин. Л., «Машиностроение», 1971.
12. Волокнистые композиционные материалы. Пер. с англ. под ред. С. З. Бокштейна. М., «Мир», 1967.
13. Вопросы конструирования и расчета механизмов. Под ред. В. Ф. Прейса. М., Оборонгиз, 1958.
14. Вопросы усталостного разрушения сталей. Под ред. С. В. Серенсена. М., Машгиз, 1957.
15. Вороничев Н. И. и др. Автоматические линии из агрегатных станков. М., «Машиностроение», 1971.
16. Гокун В. Б. Унификация и агрегатирование в машиностроении. М., «Стандарты», 1970.
17. Гольд Б. В. Основы прочности и долговечности автомобилей. М., «Машиностроение», 1966.
18. Гохфельд Д. А. Несущая способность конструкций в условиях теплосмен. М., «Машиностроение», 1970.
19. Гуревич С. Е. Прочность металлов при циклических нагрузках. М., «Наука», 1967.
20. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А. Статика и динамика машин в типичных режимах эксплуатации. М., «Машиностроение», 1967.
21. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Под ред. Н. С. Ачеркана. Т. 1-3, Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1968, 1969.
22. Елизаветни М. А., Сатель Э. А. Технологические способы повышения долговечности машин. М., «Машиностроение», 1964.
23. Жирицкий Г. С., Стрункин В. А. Конструкции и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1968.
24. Журавлев В. Н. Снижение веса машиностроительных конструкций. М. - Свердловск, Машгиз, 1961.
25. Иванов Е. А. Муфты для приводов: Атлас конструкций. Под ред. Н. А. Дроздова. М., «Машиностроение», 1964.
26. Иванова В. С. в др. Усталость и хрупкость металлических материалов. М., «Наука», 1968.
27. Ипатов М. И. Расчеты себестоимости проектируемых машин. М., «Машиностроение», 1968.
28. Капустин И. Как создают машины. Изд. 2-е, М., «Московский рабочий», 1965.
29. Клусов И. А., Сафарянц А. Р. Роторные машины. М., «Машиностроение», 1969.
30. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1965.
31. Консон А. С. Экономический анализ при проектировании машин. М., Машгиз, 1955.
32. Котов О. К. Поверхностное упрочнение деталей машин химико-термическими методами. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1969.
33. Кохтев А. А. Основы стандартизации в машиностроении. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1967.
34. Крагельский И. Е. Трение и износ. М., Машгиз, 1962.
35. Кучер И. М. Металлорежущие станки. Изд. 2-е, Л., «Машиностроение», 1970.
36. Левин И. А. Справочник конструктора точных приборов. М., «Машиностроение», 1966.
37. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М., «Машиностроение», 1968.
38. Легенко В. А., Косичкина В. Б., Битунцов В. В. Экономика машиностроительной промышленности. М., «Машиностроение», 1966.
39. Львов Д. С. Основы экономического проектирования машин. М., «Экономика», 1966.

40. Мамей О. П. Краткий справочник конструктора-станкостроителя. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1968.
41. Миндлин Я. З. Логика конструирования. М., «Машиностроение», 1969.
42. Новые материалы в машиностроении. Под ред. Л. Я. Попилова. М., «Машиностроение», 1967.
43. Орлов П. И. Азбука конструирования. М., Оборонгиз, 1941.
44. Основы конструирования машин. Атлас конструкций. Под ред. Д. Н. Решетова. М., «Машиностроение», 1967.
45. Половко А. М. Основы теории надежности. М., «Наука», 1964.
46. Пниегин С. В. Контактная прочность в машинах. М., «Машиностроение», 1965.
47. Повышение прочности и долговечности машин. Под ред. И. В. Кудрявцева. М., изд. ЦНИИТМаш, 1969.
48. Прочность металлов при циклических нагрузках. Под ред. В. С. Ивановой. М., «Наука», 1967.
49. Реймерс А. Н. Основы конструирования машин. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1971.
50. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. М., «Машиностроение», 1967.
51. Рыжов Э. В. Контактная жесткость деталей машин. М., «Машиностроение», 1966.
52. Сатель С. М. Технологичность конструкций. М., Машгиз, 1953.
53. Селиванов А. И. Основы теории старения машин. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1972.
54. Серенсен С. В. Валы и оси. Конструирование и расчет. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1969.
55. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Изд. 2-е, М., Машгиз, 1963.
56. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1966.
57. Справочник конструктора точного приборостроения. Под ред. Ф. Л. Литвина. М., «Машиностроение», 1964.
58. Стандартизация и нормализация в машиностроении. Под ред. К. Н. Крынкина. М., Стандартгиз, 1961.
59. Старосельский А. А., Гаркузов Д. Н. Долговечность трущихся деталей машин. М., «Машиностроение», 1967.
60. Степин П. А., Снесарев Г. А. Экономия материалов при конструировании машин. М., Машгиз, 1960.
61. Строительные машины. Справочник. Под ред. В. А. Баумана. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1965.
62. Технологичность конструкций. Справочное пособие. Под ред. С. Л. Ананьева и В. П. Купровича. Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1969.
63. Тимошенко С. П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. М., «Наука», 1971.
64. Трейер В. Н. Теория долговечности и надежности машин. Минск, «Наука и техника», 1964.
65. Фомин А. А. Детали машин. Атлас номограмм. М., «Высшая школа», 1961.
66. Ханзен Ф. Основы общей методики конструирования. Пер. с нем. Л., «Машиностроение», 1969.
67. Хейвуд Р. Б. Проектирование с учетом усталости. М., «Машиностроение», 1969.
68. Хуго И., Кабелка И. и др. Конструкционные пластмассы. Перевод с чешск. М., «Машиностроение», 1969.
69. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением, зубчатые и червячные. Изд. 2-е, М., «Машиностроение», 1969.
70. Чернавский С. А. и др. Проектирование механических передач. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1966.
71. Черных С. Справочник по машиностроению. Пер. с чешск. Т. 1—2. «Машиностроение», 1964.
72. Чистяков Ф. М., Игнатенко В. В. и др. Центробежные компрессорные машины. М., «Машиностроение», 1969.
73. Чурабо Д. Д. Детали и узлы приборов. Конструирование и расчеты. Изд. 3-е, М., «Машиностроение», 1965.
74. Шац Я. Ю. Основы оптимизации и автоматизации проектно-конструкторских работ с помощью ЭВМ. М., «Машиностроение», 1969.
75. Швецов А. В., Анисимов В. Д. и др. Базовые детали машин. Л., «Машиностроение», 1967.
76. Штейнберг С. А., Жель В. П., Шиншаев М. Д. Опоры скольжения с газовой смазкой. М., «Машиностроение», 1969.
77. Школьник Л. М., Коваленко Ю. Е. и др. Полые оси и валы. М., «Машиностроение», 1968.
78. Шлыгин В. В. Графические методы расчета в машиностроении. М., «Машиностроение», 1967.
79. Шнейдерович Р. М. Прочность при статическом и повторнстатическом нагружении. М., «Машиностроение», 1968.
80. Шостакович Б. В., Рафалович Л. М. Технология производства турбомашин. М., Машгиз, 1950.
81. Электрохимические методы повышения долговечности деталей машин. Под ред. Н. А. Марченко. Киев, «Техника», 1969.

- Автоматизация управления 30
 Агрегатирование 35, 299
 Азотирование 222
 Амплитуда напряжений 215
 Анодирование 129
 Арматура – Способы крепления 466–469
 Армирование деталей 465
- Базы измерительные 446, 447
 – литейные 404
 – сборочные 535, 536
 – фиксирующие – Расположение 266, 267
 Балки 152, 153 – Увеличение жесткости 163
 – консольные равнопрочные 78
 – тонкостенные – Жесткость 186, 187
 – шпренгельные 279
 Бандажирование 375
 Барабан тормозной – Увеличение жесткости 173
 Бетон 136, 137
 Блокирование деформаций 154, 155
 Бойла–Марнотта формула 263
 Болты – Устранение ослаблений 342, 343
 – откидные 543, 544
 Бомбинирование 236, 328
 Буртики 348, 349
- Вали – Регулирование осевого положения 545
 – коленчатые 235
 – конической передачи – Фиксация 266
 – консольные – Нагрузка на опоры 158
 – полые 233, 234
 – соосные – Способы соединения 305, 306
 – ступенчатые 232
 – фланцевые 235 – Увеличение жесткости 173
 – цельнокованные с бочкообразной полостью 234
 Вибраторы 111
 Виброобкатывание 225
 Время: вспомогательное, машинное 410
 Восстановление машин 29
 Вставки уплотняющие 513
 Втулки пальцевые 273, 274
 Выглаживание алмазное 226
 Вязкость циклическая 121, 122
- Гайка накидная – Устранение местных ослаблений 343, 344
 Гайки "нетирающиеся", ручные 546
 Галтели 231, 232, 349–353, 464
 – внутренние – Обработка 234
 – равнопрочные, эллиптические 232, 233
 Гамма машин 36
 Гетинакс 454
 Гидронаклеп импульсный 226
 Гидросъем – Схемы 534
 Гильзы двигателя – Установка 267
 Гипотеза Пальмгрена 216, 217
- Двигатели: длино – короткоходовые 100, 101
 – поршневые 92
 – унифицированного ряда 36–38
 Детали – Корректировка формы 269, 270 –
 Равнопрочность 320–322 – Точность взаим-
 ного расположения 334–338
 – изготовленные из круглого проката 412
 – изнашивающиеся 336, 337
 – конические – Повышение жесткости 185, 186
 – консольные – Прочность 166
 – контактно-нагруженных соединений 249–251
 – концентричные – Фиксация пружинными
 кольцами 367
 – корабчатые 166, 167
 – корпусные 171
 – иерасчетные 101
 – одинаковой конфигурации 147, 148
 – оригинальные 32
 – отъемные 345
 – подвергающиеся кручению – Оребрение 169
 – полые – Увеличение жесткости 163
 – равножесткие, равной массы, равнопроч-
 ные 147–150
 – различной твердости – Совместная обработ-
 ка 441
 – сменные 337
 – сопряженные – Влияние на жесткость, проч-
 ность 106
 – ступенчатые – Силовые линии 213
 – трубчатые – Увеличение жесткости 172
 – фасонные – Упрощение обработки 414
 – цельноштампованные 413
 – чашечные – Изготовление 413, 414
 Детали дисковые – Облегчение конструкций 83,
 84 – Определеие напряжений 263
 Детали крепежные – Усиление 187
 – изготовленные из проката 412
 Детали литые 376–409 – Нанесение размеров
 408, 409 – Прочность 377 – Способы полу-
 чения 376
 Детали насадные – Крепление 237, 238 – Цент-
 рирование 273
 Детали пластмассовые – Конструирование 458–
 470 – Механическая обработка 455, 456 –
 Способы изготовления 456–458 – Тол-
 щина стенок 462, 463 – Требования тех-
 нологичности 459–465
 Детали типовые – Сопряжение поверхностей
 420, 421 – Шероховатость 293–295
 Детали цилиндрические 413 – Облегчение
 конструкций 85 – Придание равнопроч-
 ности 78
 – оболочковые – Пояса жесткости 183
 – полые – Деформация 261 – Определеие
 напряжений 261, 262
 Дефекты: конструктивные, технологические 29
 – металла 109
 Деформации образца пластические 113
 – остаточные 146
 – при затяжке – Способы устранения 313, 314
 – упругие 113, 145, 146

- Диаграмма Смита 198
 Диаграммы усталости 193, 198, 199
 Диски — Посадка на вал 532
 — конические — Относительная масса 84
 Дислокации 109, 122 — Виды 122 — Влияние на прочность 124 — Источники 123 — Схемы 123
 Диффузия 202
 Динща — Формы 190
 Доводка машин в эксплуатации 31
 Долговечность 10, 12, 16, 17 — Влияние на численность машинного парка 13, 14 — Критерии 17, 18 — Средства повышения 21—27 — Срок службы машин 18, 19
 — ограниченная 22, 196, 197
 — расчетная 19, 20
 Древесно-слоистые пластики (ДСП) 454
 Дублирование обслуживающих устройств 30
 — системы 30

 Жаропрочность, жаростойкость 260
 Железобетон 136—138
 Жеребейки 386
 Жесткость конструкций 30, 143 — Критерии 144 — Обобщенный показатель 150, 151 — Определяющие факторы 145—147 — Способы повышения 103, 150—170
 — при изгибе 144
 — поперечная 162
 — составных, тонкостенных 147

 Задвижка клиновая — Придание самоустанавливаемости 326
 Зажим "лира" 544
 Зазоры осевые 265, 266
 — торцовые, термические 265, 266
 Закалка 118, 220, 221
 Закон Гука 111, 112
 Замки колец 481
 Заневоливание пружин 282
 Запас прочности 77—80, 115, 116, 211
 Затвердевание отливок 393, 394
 Затвор быстродействующий 544
 Затяжка по двум поверхностям 332, 333
 Защита деталей от повреждений 548
 Знаки стержневые 385—387
 Знаменатель прогрессии 43
 Зуб бочкообразный 329
 Зубчатые колеса 87, 173, 470, 471
 Зубья колес — Распределение нагрузки 105, 106, 326, 327

 Изгиб 140 — Способы устранения 308—312
 — круговой, плоский 195
 Изнашиваемость деталей 22
 Износ 204 — Виды 22 — Компенсация 23
 Инвар 256
 Инструмент монтажный 539—541
 — обрабатывающий — Канавки для выхода
 420 — Номенклатура 444—446 — Устранение одностороннего давления 438—440

 Интерферограммы 112
 Испытания натурные 113, 219

 Каландрирование 456
 Камера сгорания — Подвеска лучевая 273
 Качество конструкции 72
 — обработки 222
 Клапаны — Увеличение жесткости 172
 — двигателя внутреннего сгорания 268, 269
 — пустотелые — Изготовление 278
 — редуccionные 337
 — с резиновым уплотнением 521
 Клема — Увеличение жесткости 172
 Кольца гофровые 512
 — поршневые 26, 499—507 — Замки 504, 505 — Изготовление 506, 507 — Конструкции 502—505 — Расчет 500, 501 — Стопорение 505
 — резиновые 481, 482
 — пружинные разрезные 480, 481
 Компактность конструкций 93—95, 313—322
 Компаундирование 34, 35
 Компенсаторы 303—308
 — гидравлические 252
 — типа "лира" 267, 268
 Комплексы машин 29
 Компонование 54—60 — Основные правила 58, 59 — Техника 59, 60
 Компоновка: рабочая, эскизная 54
 Конвейер подвесной 303
 — шнековый 302
 Конвертирование 34
 Консоль — Заделка 159, 160 — Упрочнение 157, 158
 — рамная 180
 Конструирование — Методика 48—71 — Общие правила 45—47 — Разработка вариантов 51
 Конструирование деталей из легких сплавов 131, 132
 — механически обрабатываемых 410, 411
 — циклически нагруженных 226—239
 Конструирование машин — Задачи 9 — Экономические основы 9—16
 Конструктор — Основа деятельности 13
 Конструкции — Выбор 50, 51
 — железобетонные 138 — Правила конструирования 139
 — консольные — Увеличение жесткости, прочности 156, 157
 — листовые штампованные 86—88
 — моноблочные 171, 181
 — оболочковые 77
 — преднапряженные 279
 — полублочные 180
 — работающие на сжатие 154
 — сварные 342
 — скелетные 88
 — составные 132, 345—348 — Примеры расчленения 414—416
 — сотовые 185—187
 — столов 87
 — тонкостенные 183—193

- Концентрация нагрузок 236
 – напряжений – Уменьшение 226–231
 Корпус машины – Оформление 550
 Коррозия 25
 – фрикционная 237
 Коэффициент амплитуды 195, 223
 – гистерезиса 121
 – загрузки 19
 – использования машины 9, 10, 18
 – исправности машины 29
 – масштабного фактора 212
 – повторяемости 32
 – податливости 144
 – режима машины 18
 – сезонности работы машины 18
 – стоимости 11
 – эксплуатационных расходов 11, 12
 Коэффициент простоев машины 29
 – вынужденных 19
 – ремонтных 18
 Краны пробковые 341
 Кривые повреждаемости 199, 200
 – усталости стали 225
 Кромки отверстий – Усиление 189
 Кронштейны литые – Конструкции 92, 152
 Кручение 140
 Крыльчатка закрытая – Сборка 527
 – с уравновешенной осевой силой 62
- Легирование 117 – Процессы 119
 – поверхностное диффузионное 118
 Литейный болван 381, 382
 Литье – Прочность сплавов 377 – Способы 376
- Макродефекты 109
 Макронапряжения 107
 Макротрещина 203
 Манжеты – Схема действия, формы 475
 – армированные для валов – Способы установ-
 ки 475–479
 Маслопровод – Способы заглушения 544
 Масса конструкции 72, 95
 Материалы дефицитные – Экономия при изго-
 товлении конструкций 347, 348
 – композитные 124
 – конструкционные – Оценка по массе 140, 141
 – неметаллические 134–139
 – сверхпрочные 122–128
 Маховики ручные – Конструкции 546
 Машины – Внешний вид и отделка 549–551 –
 Выбор параметров 100, 101 – Моральное
 устаревание 15 – Проверка комплекс-
 ная 114 – Производительность 16, 17, 28 –
 Прочность 30
 – роторные 17 – Конструкции корпуса 336 –
 Схема разъема корпуса 527
 Металлоемкость конструкции 72, 73
 Метод базового агрегата 34
 – изменения линейных размеров 34
 – инверсии 54
 – конечных элементов (МКЭ) 58
- лаковых пленок 113
 – опτικο-поляризационный 111, 112
 – фиксации напряжений 112
 – фотоупругих покрытий 112, 113
 Механизмы нереверсивные 116
 – точные – Разгрузка от побочных сил 338, 339
 Модели: негативные, позитивные 458
 Моделирование эксплуатационных условий 31
 Модули зубьев 45
 Модуль упругости сдвига 122
 Монтаж соединений – Способы облегчения
 543–548
 Мотор-редуктор 303
 Муфта амортизирующая 93, 94
 – кулачково-дисковая 93, 94, 308
 – центробежная фрикционная 94, 95
- Нагружение – Виды 88–92 – Схемы 104, 156
 – контактное – Виды 241–243
 Нагрузки удельные 140
 – циклические 192
 Надежность 13 – Пути повышения 30, 31
 – эксплуатационная 28–30
 Накладки фрикционные – Крепление 276
 Наклеп – Возникновение напряжений 223, 224
 – напряженный 306
 – объемный 218, 219
 – фазовый 109
 – фрикционный 237
 Наполнители: волокнистые, порошкообразные
 254
 Напряжения 110–116 – Скорость изменения 201
 – Схемы концентраций 205–210
 – в асимметричных профилях 91
 – в стенках труб 262
 – внутренние – Категории 107–110
 – максимальные 77, 78
 – нормальные, тангенциальные 240, 241
 – остаточные в поверхностном слое 224
 – при внецентренном растяжении 89
 – рабочие, тепловые 254–269
 – расчетные – Уточнение 101–116
 – усадочные 391 – Возникновение 392
 Насос 69, 70 – Рабочая компоновка 71 П
 – одноступенчатый 61 Г
 – с масляной полостью 68
 Насос центробежный 159
 – многоступенчатый – Схема сборки 523, 524 I
 Натяг 102, 237
 – температурный 254, 255 –
 Ниппель – Устранение ослаблений 342, 343 –Г
 Номенклатура машин 13 –Г
 – объектов производства 38, 39 –
- Обезуглероживание стали 204 P –
 Обработка горячая давлением 117 ПП
 – дробеструйная 224 П
 – термомеханическая 124–126 ПГ
 – термомеханомагнитная 126 ПГ
 – химико-термическая 118 П
 Обработка механическая 410 – Обеспечение
 безударной работы реза 442 – Производи-

- тельность 448–450 – Примеры упрощения 426, 427 – Разделение поверхностей с разной точностью обработки 427–432 – Устранение деформаций 440, 441
 – бобышек в корпусах 437, 438
 – групповая 450–452
 – напроход 417–420
 – с одного установка 432–434
 – совместная в сборе 434, 435
 Образцы – Растяжение, сжатие 91
 Опоры – Придание равной долговечности 323 – Расстановка 63, 160, 161
 Оребрение 463, 464 – Типы 170
 Оси – Способы крепления, фиксации 354–362 – двухпорные – Схемы нагружения 102, 103
 Отбортовка кромок 189
 Ответствия 233 – Механическая обработка 442–444
 – литые 387, 388, 399 – Под знаки 387
 – облегчающие 189
 – резьбовые 461, 462
 – ступенчатые 234
 – центровые 445, 446
 Отдача полезная машины 13, 16, 17
 Отказы машин 29
 Отливки – Базы черновые и обработки 403–407 – Отклонение размеров 404, 405 – Правила конструирования 394–403 – Припуски на обработку 405, 406 – Сопряжения поверхностей 394, 395, 407, 408 – Толщина стенок 377, 402, 403 – Упрощение конструкции 388, 389 – Форма привалочных плоскостей 407
 Отсеки 183–185
 Палец двухпорный – Схемы нагружения 105
 Парк машинный – Расчет численности 14
 Пенопласты 455
 Перебор зубчатый 297
 Передачи зубчатые 317
 – многопоточные и однопоточные 99, 100
 – угловые 338 – Варианты конструкций 51–54
 Питтинг 243
 Пластики 134
 – древесно-слоистые (ДСП) 135
 – пористые 454, 455
 Пластмассы – Области применения 456 – Определение свойств 453
 – композиционные 454, 455
 Плиты 181–183
 Поверхности игольчатые 265
 – концентричные 434
 – торцовые трения – Микрогеометрия 438
 – фигурные – Способы крепления 335
 Повреждения 201, 216, 217
 Податливость системы 105, 107
 Подвеска подшипника 174
 Подгонка деталей 300, 301
 Подobie рабочего процесса 40
 Подшипники азростатические 25
 азгидростатические 24
 азкачения – Установка на валах 66, 233 –
- Фиксация 267 – Центрирование 272
 – скольжения – Центрирование 272, 273
 Покрытия 551
 Ползучесть материалов 22
 Поршень – Корректировка формы 269 – Улучшение теплоотвода 276, 277
 Посадки с натягом 236
 Правило теней 379
 Предел выносливости 192–198 – Формула 219 – текучести 140
 Премешенность конструктивная 48–50
 Прессование гидростатическое 126
 Привод кулачковый – Устранение лишних звеньев 92
 – с промежуточными зубчатыми колесами 98, 99
 Привязка конструктивная деталей 547
 Принцип агрегатности 298, 300
 – безразличной сборки 539
 – равного напряжения 73
 – самоустанавливаемости 323–328
 – Сен-Венана 102
 Притирка 510
 Прокладки листовые 508 – Установка, фиксация 509
 – медно-асбестовые 519
 – упругие 498, 511
 Проушина литая 174
 Профили – Жесткость, масса, прочность 73–75, 162
 – коробчатые оребренные 167 – Жесткость, прочность 168
 – круглые полые 75–78
 – получаемые экструзией 88
 – с продольными связями – Жесткость 163
 – холодногнутые 87
 Прочность 21, 22 – Удельные показатели 139–142 – теоретическая 122
 Прочность циклическая 204, 211, 213 – Повышенные 219–226 – Шероховатость поверхности 214
 – зубьев на изгиб 222
 – контактная 242
 – при сложных напряженных состояниях 200
 Пружины – Устранение ослаблений 343, 344
 Работоспособность детали 103
 Равнопрочность 77–80
 Разборка узлов независимая 531
 Разбрызгиватель выдвижной 68
 Размеры нормальные линейные 44
 Разрушение машины – Вид, объем 20, 21
 – усталостное 201, 202
 Разупрочнение 109
 Раковины газовые 397, 398
 – усадочные 391
 Растяжение 258
 Расходы: амортизационные, накладные 10
 Ребра – Конструкции, параметры 164–171
 – литые 399 – Конструкции 400–402
 Редуктор двухступенчатый 93
 – одноступенчатый 526
 Редукторы-сумматоры 100
 Режимы расчетные 116, 117

- Резание: силовое, скоростное 410
 Резервирование машин 29
 Резервы развития конструкции 39
 Резервуары 189–191 – Способы скрепления 279, 280 – Увеличение жесткости 190
 Резина 520 – Способы крепления к деталям 521
 Резьбы отгонные – Профиль 483
 Рельефы жесткости 188, 189
 Ремонт машины – Суммарная стоимость 27
 Ремонтпригодность 21
 Рентабельность 10, 11
 Ресурс машины 15, 17
 Рифления 465
 Ролики – Выравнивание нагрузки 328
 Роторы – Определение напряжений 263, 264 – турбинные с наборными лопатками 96, 98
 Рубашки несущие 95, 96
 Рукоятки – Конструкции 545, 547 – поворотные фиксирующие 368
 Рым-болты 542
 Рычаг – Устранение кручения при изгибе 90
 Ряды машин параметрические 39, 40 – размерно-подобные 40, 41 – смешанные 39 – типоразмерные 39 – унифицированные 36, 38
 Ряды предпочтительных чисел 42–45
- Сальники 472 – Конструкции 473, 474
 Самоупрочнение 105, 282
 Сателлитодержатель 82
 Сборка 32, 522–542 – Последовательность 531–533 – неправильная 536–539 – осевая, радиальная 336, 523–530 – селективная 522
 Сварка пластмасс 458
 Связи диагональные 154, 155
 Себестоимость продукция 27
 Серия машин 36
 Сечения оребренные 165 – рациональные 73, 161–163 – цилиндрические – Параметры 76 – Распределение нагрузжений 89
 Сжатие 258
 Системы двухпорные 155, 156 – консольные тонкостенные 153 – ферменные 285
 Ситаллы 135, 136
 Смазка 30 – Повышение эффективности 23 – воздушная 25 – гидродинамическая 24 – жидкостная 23 – подшипников качения 67
 Соединения вращательно-осевые 368–371 – клеммные 238, 239 – конусные – Затяжка 341, 342 – подвижные – Уплотнение 472–507 – работающие под ударной нагрузкой 251–253 – резьбовые – Уплотнение 514–517 – с зазором 102 – с натягом 236 – с различными видами контакта 249 – сферические 243–246 – Прочность 244, 248 – Расчет 145 – Типы 372, 373 – циклически нагруженные 236, 237 – цилиндрические 246–248 – Затяжка 238
 Сопротивление усталости 197
 Сопряжение головки шатуна с двутавровым стержнем 430 – деталей различной твердости 340–342 – поверхностей 331, 332
 Сплавы алюминевые 128, 129 – магниевые 129–132 – титановые 132–134
 Стакан – Увеличение жесткости 172
 Стали высокопрочные 126–128 – легированные, углеродистые 118 – мартенситостареющие 126
 Стандартизация 33, 35, 36
 Станины 285, 286 – с подшипниками 345
 Станки металлообрабатывающие 17
 Старики 125 – естественное 391 – искусственное 393
 Стенки криволинейные 260, 261 – плоские 258, 259
 Степень использования машины 28 – перегрузки 215
 Стержни 383–388
 Стоимость машины 13, 31, 32
 Стыки листовых конструкций 188
 Сферы – Способы установки 371–373
 Сцепления фрикционные 96, 97
- Такелажирование 541, 542
 Твердость поверхностная 103
 Тензометрирование 110, 111
 Теория долговечности 20, 21, 29 – упругости 112
 Теплоустойчивость длительная 133 – по Мартенсу 453
 Теплота – Способы отвода 275–278
 Термообработка 220
 Технология упрочняющая 110
 Технологичность конструкции 32
 Толкатели 252, 253
 Торможение формы 257, 258 – смежности 254–257
 Торсионы 306–308
 Трение эластогидродинамическое 243
 Трещины 201 – Возникновение 194, 202 – в лаковых пленках 113 – нераспространяющиеся 194
 Трубы – Способы скрепления 280
 Тяга вильчатая – Способы обработки 430
- Узлы машин – Схемы инверсии 55–58
 Уклоны формовочные 389, 390
 Улучшение 118
 Универсальность машин 39, 41, 42
 Унификация 32, 33 – деталей 296, 298 – Коэффициент 32

- Уплотнение легкосъемных крышек 519, 520
 — пружинными кольцами 479—481
 — резиновыми кольцами 481, 482
 — севанитовое 65
 — торцовое 486—490
 — фланцев 513, 514
 — цилиндрических поверхностей 519
 — штоков 496—498
 — щелевое 482
 Уплотнение стыков жестких 509—513
 — плоских 518, 519
 — цилиндрических 516—518
 Уплотнения гидравлические центробежные 495, 496
 — гидропластовые 474
 — гребешковые 484
 — комбинированные 490, 491
 — лабиринтные 486, 492—494
 — отражательными дисками 484—486
 — с промежуточной камерой 490—492
 Упрочнение — Способы 117—119
 — взрывом 226
 — деформационное 107—109
 — пластическое 280—286
 — поверхностной деформацией 222—225
 — ультразвуковое 126
 — упругое 279, 280
 — ферменных систем 284, 285
 — шатунно-поршневого сочленения 311, 312
 Упругость — Влияние на распределение нагрузок 329—331
 — системы 103—105
 Усадка материалов 391
 Усталость: динамическая, контактная, термическая 201
 — при нестационарных режимах нагружения 214—218
 Устройства блокирующие 549
 — съемные 533, 534
 Фаски 349—351 — Снятие по контуру 436, 437
 — центровые 446
 Фермы плоские 155
 Фиксаторы — Конструкции 362—368
 Фиксация деталей на валах 366, 367
 — осевая 333, 334
 — при сборке 536
 Фланцы — Облегчение конструкции 84 — Способы демонтажа 534, 535 — Центрирование 271, 272
 — в отливках 399
 Форма литейная 381, 382
 Формовка 378—381
 — бесстержневая 382
 — внутренних плоскостей 381
 — калевидного трубопровода 383
 — стержня 382, 383
 Фрезерование по контуру 435, 436
 — углубленных поверхностей 437
 Центрирование деталей на корпусе 433
 — радиально лучевое 271—273
 — температурнезависимое 273—278
 — штифтовое 272
 Циклы напряжений 194—196
 — симметричные знакопеременные 200
 Цилиндры несущие 95,96
 Чеканка 225, 226
 Чугуны: высокопрочные; ковкие, серые 120—122 — Модуль упругости 120 — Свойства 120 — Структура 121
 Шабрение 510, 511
 Шайбы опорные — Увеличение жесткости 172
 — ШЕЗ (шайбы Егорова замковые) 354
 Шатун — Разгрузка от изгиба 90 — Установка в вилке 160, 161
 Шейка коленчатого вала 332, 333
 Шероховатость поверхности — Параметры 287—290 — При различной обработке 291, 292 — Требования 288, 289 — Условные обозначения 288
 Школа конструирования 31
 Шпильки несущие 95, 96
 Штоки 373—375 — Конструкции 373 — Способы крепления 374
 Экономичность машины 9
 Экструзия 88
 Элементы профильные — Перенос на охватываемые детали 435
 — типовые — Упрощенное изображение 60
 — упругие 257, 258
 Эстетика машина 9, 549
 Эффект гидродинамический 243
 — Ребиндера 203
 — тиксотропический 243
 — Юткина 226
 Эффект экономический 9
 — годовой, суммарный 10, 15

Павел Иванович Орлов

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

В 2-х книгах

Книга 1

Редакторы *Е. Д. Баженова, И. Н. Жесткова*

Художественный редактор *С. С. Водчиц*

Обложка художника *К. К. Федорова*

Технические редакторы *Ф. П. Мельниченко,*

Т. С. Старых

Корректоры *Н. Г. Богомолова, О. Е. Мишина*

ИБ № 5476

Сдано в набор 19.03.87. Подписано в печать 19.11.87.

Т-19268. Формат 70 × 100¹/₁₆. Бумага офсетная № 2.

Гарнитура таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л.

45,15. Усл. кр.-отт. 45,15. Уч.-изд. л. 55,19. Тираж

130 000 (1-й завод 1 — 100 000 экз.) экз. Заказ 885.

Цена 3 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство

«Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинс-

кий пер., 4

Отпечатано в Ленинградской типографии № 2

головного предприятия ордена Трудового Красного

Знамени Лениградского объединения «Техни-

ческая книга» им. Евгении Соколовой Союзполи-

графпрома при Государственном комитете СССР

по делам издательств, полиграфии и книжной тор-

говли, 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский

проспект, 29 с диапозитивов Ордена Октябрьской

Революции, ордена Трудового Красного Знамени

Лениградского производственно-технического

объединения «Печатный Двор» имени А. М. Горь-

кого Союзполиграфпрома при Государственном

комитете СССР по делам издательств, полиграфии

и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136,

Чкаловский пр., 15.