

КНИГА ДОЛЖНА БЫТЬ
ВОЗВРАЩЕНА НЕ ПОЗЖЕ
УКАЗАННОГО СРОКА

~~28/IV 84~~

~~22/IV 86~~

~~15/X 2~~

~~24/III 2001~~

~~26/IV 01~~

~~27/IV 01~~

~~27/IV 01~~

~~24.06.02~~

4/II 03

Зак. 617.

А.П. СТЕПАНОВ

КОНСТРУИРОВАНИЕ
И РАСЧЕТ
ПЛАВАЮЩИХ
МАШИН



МОСКВА

« МАШИНОСТРОЕНИЕ »

1983

ББК 39.33
С79
УДК 629.113.037.001.24

W117 $\frac{9}{106}$

Рецензент д-р. техн. наук проф. Ю. А. Глазунов

Степанов А. П.

С79 Конструирование и расчет плавающих машин. —
М.: Машиностроение, 1983. — 200 с., ил.

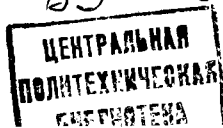
1 р.

Рассмотрены схема процесса проектирования и общая компоновка колесных и гусеничных плавающих машин, способных преодолевать водные преграды. Основное внимание уделено методикам расчетов водоходных качеств, устройств и систем, обеспечивающих работу машин при преодолении водных преград.

Для научных и инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием, исследованием и эксплуатацией плавающих машин.

С 3603030000-528 Свод. пл. подписных изд. 1983 г.
038 (01) -83

ББК 39.33
ГТ2.1



© Издательство "Машиностроение", 1983 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года" сформулированы основные задачи, стоящие перед различными отраслями народного хозяйства и направленные на повышение эффективности производства и увеличение производительности труда.

Автомобильная промышленность должна разработать конструкции и организовать серийный выпуск специальных автомобилей и автопоездов высокой проходимости для сельского хозяйства, лесной промышленности и других отраслей народного хозяйства.

Сочетание высокой проходимости плавающих машин с возможностью длительной работы на воде выделяет эти машины в особую группу, которую можно эффективно использовать в различных отраслях народного хозяйства.

Перед морским транспортом поставлена задача обеспечить круглогодичную навигацию в западной части Северного морского пути и своевременную доставку грузов в районы Севера и Дальнего Востока. Эффективность перевозок морским транспортом в период ограниченной по времени летней навигации, в течение которой доставляется основная масса грузов в эти районы, может быть существенно повышена при использовании плавающих машин в процессе рейдовой разгрузки судов. Из-за мелководья многих прибрежных участков суда не могут подходить к берегу, и их разгрузка осуществляется на значительном расстоянии от него с использованием плавучих и сухопутных транспортных средств. При этом происходит многократная передача грузов от одного вида транспорта к другому по пути к береговым складам. Плавающие машины могут перевозить грузы непосредственно от судов, стоящих на рейде, к складам, находящимся вдали от берега, только с двумя погрузочно-разгрузочными этапами: у судна и склада. Это сокращает время нахождения судов на рейде под разгрузкой и позволяет при правильной организации работ механизировать трудоемкие транспортные операции.

Перед рыбной промышленностью поставлены задачи увеличения, в основном за счет повышения производительности труда, продуктивности внутренних водоемов и морских районов, прилегающих к побережьям, и усиления охраны рыбных запасов. Увеличение производства рыбной продукции тесно связано с "Продовольственной программой СССР на период до 1990 года и мерами по ее реализации", принятой на майском (1982 г.) пленуме ЦК КПСС.

В нашей стране много прудовых и озерных рыбных хозяйств, количество и мощности которых в последующие годы будут

существенно увеличиваться. Технологический цикл выращивания и отлова рыбы, ухода и содержания водоемов включает много тяжелых ручных операций, механизировать которые помогают плавающие машины. С их помощью можно доставлять корм для рыб непосредственно со складов и распределять его по зеркалу воды, очищать водоемы от растительности, производить механизированный отлов рыбы с помощью тралов и неводов, перевозить рыболовецкие бригады со снаряжением к месту работы на удаленных водоемах и выполнять многие другие работы.

Плавающие машины могут быть также полезны при заготовках кормовых трав на пойменных землях. Оборудованные устройствами для кошения трав и камыша и их сбора, такие машины позволяют в короткие сроки убрать большое количество пойменных трав.

Применение плавающих машин в лесной промышленности дает возможность механизировать тяжелые работы по первоначальному сплаву леса, сократить сроки сплава и снизить стоимость заготовок леса. Использование плавающих машин может существенно повысить производительность труда в этой отрасли путем механизации многих тяжелых и требующих больших затрат времени операций (проталкивание на тихоходных участках рек древесины, сборка по пойме разнесенного леса, предотвращение образования заторов и их разборка, скатка леса в воду, сбор аварийной древесины и др.).

Широко применяются плавающие машины в работах различных геологических и нефтепоисковых экспедиций и партий, при проведении спасательных работ в зонах наводнений и др.

Плавающие машины, особенно обладающие большими скоростями передвижения по воде, можно с успехом использовать в качестве патрульных машин в заповедниках, в рыбоохране, в речном флоте для обслуживания плавучих и береговых знаков, как личные машины рыболовов и охотников и в туристских комбинированных маршрутах по суше и по воде.

Сферы применения плавающих машин в различных отраслях народного хозяйства уже в настоящее время многообразны. Эти машины способствуют повышению производительности труда и эффективности производства, и можно полагать, что в последующие годы сфера их использования еще более расширится.

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Плавающими машинами называются специальные машины высокой проходимости с колесными, гусеничными и другими типами сухопутных двигателей, способные самостоятельно работать на водных участках местности (реках, озерах, водохранилищах и в прибрежных районах морей) без какой-либо серьезной технической подготовки. Эти машины имеют, как правило, водонепроницаемый корпус, специальный водоходный двигатель и другое дополнительное оборудование, обеспечивающие надежное движение по воде в самых разнообразных условиях.

По назначению плавающие машины разделяют на три основные группы: предназначенные для перевозки грузов; используемые для выполнения производственных операций и работ с помощью установленного на них оборудования; служащие для выполнения транспортных и производственных функций. Сфера применения и специфика использования плавающих машин во многом определяют их конструктивные особенности. Ниже приведена классификация по ряду конструктивных признаков, достаточно существенно отличающих одну машину от другой.

По компоновочной схеме плавающие машины классифицируют на машины, созданные на базе серийных машин высокой проходимости, и машины, имеющие специальную компоновку (к этой группе относятся также сочлененные машины, глиссирующие машины, машины на подводных крыльях и на воздушной подушке).

По типу сухопутного двигателя — колесные; гусеничные; роторно-винтовые.

По типу водоходного двигателя — гусеничные; колесные; роторно-винтовые; с гребными винтами; с гребными винтами в насадках; водометные.

По месту размещения водоходного двигателя — с кормовым, носовым и бортовым.

По способу движения по воде — водоизмещающие; глиссирующие; на подводных крыльях; на воздушной подушке.

По типу корпуса — палубные; трюмные.

По месту размещения грузового отделения в корпусе — в передней, задней и средней частях, по всей длине корпуса.

1.1. СХЕМА ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Любая машина от начала ее проектирования до снятия с производства проходит ряд этапов, которые можно представить в виде схемы, показанной на рис. 1. Проектирование машины — это сложный творческий процесс, в котором принимают участие

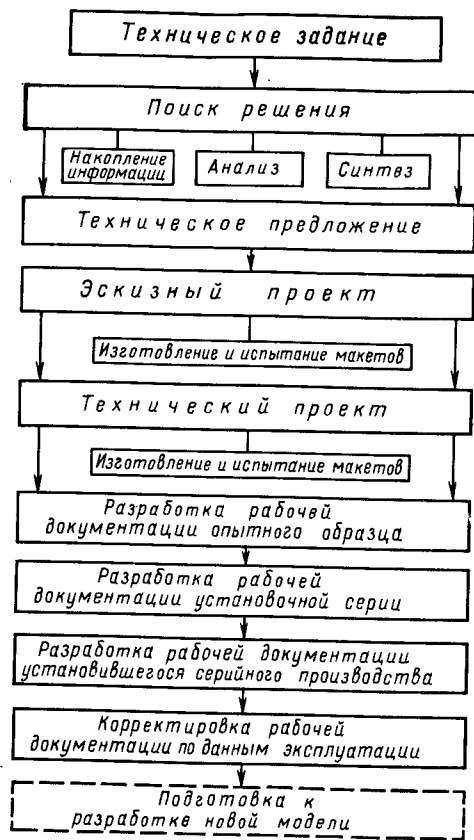


Рис. 1. Схема процесса проектирования

большое число специалистов основного и смежных с ним предприятий.

Техническое задание, с которого начинается процесс, устанавливает основное назначение машины, ее технические параметры и характеристики, показатели качества, специальные и технико-экономические требования, перечень необходимых стадий разработки конструкторской документации.

Техническое предложение формулируется на основе технического задания, которое может отличаться по форме и содержанию. Процесс отработки технического предложения можно условно разбить на несколько периодов. Первый период — уяснение задачи и составление схемы ее решения. Схема решения должна давать ответы на вопросы о том, из каких элементов будет состоять машина и какими качествами она должна обладать. Второй период включает поиски возможных вариантов выполнения намеченных схем. Этих вариантов в большинстве случаев бывает

несколько, поэтому необходим их сравнительный анализ. Третий период — выбор оптимального варианта из рассмотренных (синтез), последовательная оптимизация конструктивных решений и формулировка технического предложения. Заключается разработка технического предложения его оформлением. Оформляется техническое предложение в виде совокупности конструкторских документов, содержащих предполагаемые технические характеристики машины, технико-экономическое обоснование этапов и сроков разработки, оценку различных вариантов возможных технических решений, а также технико-экономические просьбы. Подготовленное техническое предложение согласуется и утверждается организацией, разработавшей техническое задание, после чего начинается разработка эскизного проекта.

Эскизный проект объединяет совокупность конструкторской документации, содержащей принципиальное конструктивное решение, которое дает общее представление об устройстве и работе машины, а также данные по уточненным в процессе разработки эскизного проекта техническим характеристикам. Эскизное проектирование включает в основном компоновочные работы по машине в целом и наиболее важным ее элементам без подробной детализации. При необходимости возможно изготовление макетов и масштабных моделей, по которым проверяется и уточняется работа отдельных, наиболее важных элементов машины. После разработки эскизного проекта он согласуется и утверждается организацией, выступаю-

щей в роли заказчика, вносятся необходимые уточнения и рекомендации. Утвержденный эскизный проект является основанием для разработки технического проекта.

Технический проект представляет собой совокупность конструкторской документации, содержащей окончательные технические решения и дающей детальное представление об устройстве машины, а также исходные данные для разработки рабочей документации. Так же как на этапе эскизного проекта, целесообразно изготовление и испытание макетов и масштабных моделей отдельных элементов машины или макета машины в целом. Особое внимание при этом должно обращаться на совершенствование водоходных двигателей и форм водоизмещающего корпуса. Полностью разработанный, согласованный и утвержденный технический проект служит основой для разработки рабочей документации.

Рабочая документация, как правило, разрабатывается по следующей схеме: подготовка конструкторских документов для изготовления и испытаний опытного образца (опытной партии); корректировка конструкторских документов по результатам изготовления и заводских испытаний опытного образца; государственные, межведомственные и другие испытания опытного образца; корректировка конструкторской документации по результатам испытаний; повторное, если необходимо, изготовление опытного образца и его испытания.

При согласии организации, выступающей в роли заказчика, на изготовление установочной серии разрабатывается рабочая документация установочной серии; изготавливаются и испытываются машины установочной серии; конструкторская документация корректируется по результатам изготовления, испытаний и оснащения технологического процесса.

Успешные испытания машин установочной серии являются основанием для разработки рабочей документации установившегося серийного производства, которая корректируется в процессе серийного выпуска на основании данных эксплуатации.

Конструктивно машина совершенствуется непрерывно в течение всего времени нахождения ее в серийном производстве, изменения вносятся на основании технической информации о работе машин в различных условиях эксплуатации (соответствие реальным техническим характеристикам документированным, надежность, ремонтпригодность и т. д.), ее анализа и реализации наиболее важных конструктивных замечаний.

В процессе серийного выпуска машины идет конструктивная и производственно-технологическая подготовка к разработке новой модели машины, которая по совокупности своих качеств должна быть лучше и эффективнее предшествующей модели. Сроки разработки конструкторской документации всех этапов создания новой машины, а также продолжительность серийного выпуска зависят от многих причин. Экономически целесообразно, чтобы весь период подготовки новой модели к серийному выпуску был как можно меньше. На практике в среднем на это затрачивается несколько лет.

Продолжительность серийного выпуска машин определяется потребностями отраслей, использующих эти машины, экономической рентабельностью машин и другими факторами.

В настоящее время намечается тенденция уменьшения времени серийного выпуска машин, так как при более продолжительном сроке конструкция машины морально устареет и ее технические характеристики и возможности не отвечают новым, быстро изменяющимся технико-экономическим условиям работы. Поэтому требуется, с одной стороны, уменьшать сроки подготовки технической документации на новые машины и, с другой стороны, придавать новым машинам такие технико-экономические показатели, которые обеспечивали бы их высокую эффективность в течение всего срока серийного выпуска. Большая ответственность в выполнении этих задач лежит на конструкторах любого ранга и категории.

1.2. ОБЩАЯ КОМПОНОВКА

Общей компоновкой называется найденное в процессе проектирования взаимное расположение основных конструктивных элементов (грузового отделения, отделения управления, силовой установки, агрегатов трансмиссии, ходовой части, механизмов и систем дополнительного и специального оборудования), обеспечивающее оптимальное сочетание заданных свойств и качеств машины. Частные компоновки уточняют устройство каждого из основных элементов машины, например, корпуса, силовой установки, грузовой платформы и т. д. Главной целью общей и частной компоновок является получение наиболее высокой технико-экономических показателей машины при меньших массах, размерах и стоимости. Поэтому разработка общей компоновки, отражающей основные конструктивные идеи машины, является наиболее ответственным этапом, от успеха которого во многом зависит весь дальнейший ход работы.

Выбору схемы общей компоновки предшествует тщательный анализ технического задания, выяснение задач и целей, стоящих перед конструкторским коллективом, и оценка общих компоновок опытных и серийных машин-аналогов. При этом также учитываются основные ограничения, особенности работы и условия эксплуатации, сформулированные в техническом задании, например, ограничения массы и размеров машины, допустимые нагрузки на грунт, тягово-динамические параметры движения по суше и по воде и др. При выборе схемы общей компоновки обязательно также учитываются требования удобства проведения погрузочно-разгрузочных работ, технического обслуживания и ремонта. В целом при разработке общей компоновки должны учитываться и удовлетворяться как общеинженерские требования, так и специфические требования, обусловленные особенностями эксплуатации машин этого типа.

К общеинженерским требованиям относятся: технологичность конструкции, приспособленность ее к серийному производству, малая стоимость изготовления; широкая стандартизация и унификация деталей, узлов и агрегатов систем; высокая надежность работы в течение установленного срока эксплуатации; минимальная масса и размеры узлов, агрегатов и систем; низкая трудоемкость и большая периодичность регламентированных операций технического обслуживания; удобство монтажа и демонтажа узлов, агрегатов, систем при проведении ремонтов; защита окружающей среды и др.

К специфическим требованиям относятся: заданная грузоподъемность в сочетании с высокими тягово-динамическими качествами на суше и на воде; высокая проходимость по грунтам с малой несущей способностью и высокой влажностью (в том числе по подводному грунту); показатели водоходных и мореходных качеств (ходкость, управляемость, остойчивость, непотопляемость, плавучесть и качка); обитаемость машины и быстроты и удобства погрузки и разгрузки различных грузов; возможность перевозки машин другими видами транспорта и др.

Большое влияние на рациональность общей компоновки машины оказывают тип двигателя и место его расположения, а

также тип трансмиссии и ходовой части. Поэтому принято рассматривать и оценивать общие компоновки с позиций взаимного расположения основных компоновочных элементов машины — отделений: силового, грузового, управления и трансмиссионного. В зависимости от типа и назначения машины схема компоновки отделений может быть совмещенной, т. е. такой, когда некоторые отделения (например, силовое и трансмиссионное) объединяются, или разобщенной, т. е. в этом случае все отделения занимают отдельные объемы корпуса.

Силовым отделением называется внутренний объем корпуса, где размещаются двигатель, узлы и агрегаты его систем (питания, смазывания, охлаждения), исключая топливные баки, которые могут быть установлены и в других частях корпуса. Силовое отделение в зависимости от типа и назначения машины может компоноваться в передней, задней или средней части корпуса. У некоторых машин могут быть два силовых отделения, размещенные, например, по бортам машины.

Грузовым отделением считается внутренняя часть корпуса, предназначенная для размещения перевозимых грузов или специальных устройств, постоянно установленных на машине. Грузовое отделение в большинстве случаев занимает или заднюю часть корпуса, или переднюю, но существуют компоновки с размещением грузовой платформы в средней части корпуса и по всей его длине.

Отделением управления называется внутренняя часть корпуса, объединенная с кабиной, в которой размещаются члены экипажа машины, органы управления, контрольные приборы, а также элементы систем, обеспечивающих обитаемость членов экипажа. Это отделение компоновывается исключительно в носовой части корпуса, что обусловлено необходимостью обеспечить хорошую обзорность с места механика-водителя при движении по суше и по воде. Некоторые машины по ряду соображений двигаются по воде кормой вперед, поэтому у них отделение управления оказывается расположенным при движении по воде в задней части машины.

Трансмиссионным отделением является внутренняя часть корпуса, в которой скомпонованы узлы и агрегаты трансмиссии. У гусеничных машин трансмиссионное отделение, как правило, размещается в носовой или в кормовой части корпуса. У колесных машин, особенно многоприводных, трансмиссионное отделение занимает всю нижнюю часть корпуса или его часть, примыкающую к бортам.

Приступая к разработке общей компоновки машины, необходимо знать габаритные размеры и максимальную массу грузов, для перевозки которых предназначается машина. Это позволяет в первом приближении определить требуемые размеры грузовой платформы, способ и место погрузки и выгрузки грузов и, как следствие этого, место расположения грузовой платформы и оборудования ее соответствующими устройствами для погрузки и разгрузки.

Затем ориентировочно определяются габаритные размеры самой машины (рис. 2). Максимальная длина машины определяет

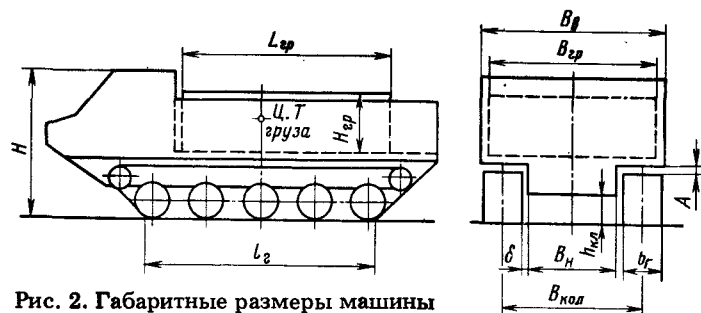


Рис. 2. Габаритные размеры машины

ся в основном исходя из длины перевозимого груза $L_{гр}$, но она зависит также от полного водоизмещения (общей массы машины с грузом), размеров отделения управления и конструкции ходовой части. Выбор типа ходовой части и схемы ее компоновки определяет не только длину машины, но и ее подвижность на суше и на воде, проходимость, плавность хода и удобство технического обслуживания и ремонта.

Для обеспечения хорошей проходимости по мягким грунтам среднее давление гусениц (колес) не должно превышать определенной величины, задавая которой, можно рассчитать требуемую длину опорной поверхности гусеницы (колеса), м

$$l_r = G / (2qb_r),$$

где G — вес машины с грузом, кН; q — давление на грунт, кПа; b_r — принятая ширина гусеницы, м.

В процессе проектирования следует стремиться обеспечить как можно меньшее давление на грунт (оно не должно превышать 60—65 кПа), но при этом надо учитывать, что увеличение длины опорной поверхности приводит к ухудшению маневренности машины, особенно на мягких грунтах. Оптимальная величина отношения длины опорной поверхности l_r к ширине колеи $B_{кол}$ равняется 1,6—1,8, но для плавающей машины такой величины трудно добиться.

Улучшению проходимости способствует равномерное распределение давления между гусеницами и по длине каждой гусеницы. С этой целью общая компоновка машины должна быть выполнена так, чтобы, во-первых, положение центра масс машины с грузом и без него практически не менялось, и, во-вторых, чтобы центр масс совпадал с геометрическим центром опорной поверхности гусениц. Соблюдение этих условий, кроме улучшения проходимости, позволяет обеспечить одинаковые статический и динамический дифференты на плаву при движении машины с грузом и без него.

На этом этапе проектирования ориентировочно задается дорожный просвет машины, который не должен быть меньше 0,4 м, и форма гусеничного обвода. При определении формы гусеничного обвода устанавливается число опорных катков и их размещение по длине опорной поверхности гусеницы, положения ведущего и направляющего колес и поддерживающих катков. Желательно, чтобы диаметры ведущих и направляющих колес

были достаточно большими. Это позволит предотвратить большие взаимные угловые перемещения соседних траков при перематывании гусениц. Ось расположенного в передней части корпуса направляющего (ведущего) колеса должна быть на высоте 0,8—1,0 м над грунтом для облегчения преодоления вертикальных препятствий.

После определения схемы гусеничного обвода и его формы целесообразно в первом приближении выявить контуры носовых и кормовых обводов корпуса в продольной плоскости с учетом требуемых углов переднего и заднего свеса. При выборе этих углов приходится принимать компромиссное решение, так как для улучшения проходимости предпочтительны большие углы, а для уменьшения сопротивления воды — малые.

Повышению проходимости машин, более надежному входу в воду и выходу из воды, а также увеличению скорости движения по воде способствует оснащение машин системами изменения дорожного просвета. Сочетание систем изменения дорожного просвета с мощными амортизаторами и большими ходами катков (колес) позволяет при мягкой подвеске существенно повысить средние технические скорости движения машин на местности и по дорогам. Использование систем изменения дорожного просвета позволяет также несколько увеличить скорость движения машины по воде из-за уменьшения сопротивления воды при подтягивании гусениц (колес) к корпусу. Вместе с тем введение в конструкцию ходовой части системы изменения дорожного просвета несколько усложняет машину и требует увеличения расстояния A (см. рис. 2) между верхней частью гусеничного обвода и надгусеничной полкой корпуса. Это справедливо и для колесных машин.

Максимальная ширина машины регламентируется условиями ее перевозки железнодорожным или воздушным транспортом, если это требуется обеспечить по заданию. Ширина стандартной железнодорожной платформы в нашей стране равна 3,0 м. Поэтому для перевозки машин шириной 3,0—3,25 м требуется опустить борта платформы. Если ширина машины превышает и эту величину, то для перевозки требуется ее специальная подготовка и разрешение. По этой причине целесообразно, чтобы ширина машины не превышала 3,25 м. Выбранная исходя из этого максимальная ширина машины позволяет определить ширину корпуса в верхней B_v и нижней B_n его частях. В верхней части до определенной высоты она регламентируется железнодорожным габаритом ($B_{жд\max} \leq 3,25$ м), в нижней — шириной гусеницы и конструктивным зазором δ между гусеницей и бортом корпуса (рис. 2)

$$B_v = B_{жд\max}; B_n = B_{жд\max} - 2(b_r + \delta).$$

Для увеличения водоизмещения корпуса и возможности размещения водоходных двигателей с большими гидравлическими сечениями желательно увеличивать размер B_n . Это можно выполнить только за счет уменьшения ширины гусеницы и зазора δ . Но уменьшать ширину гусеницы без увеличения длины опорной поверхности нецелесообразно, так как при этом увеличивается дав-

ление на грунт и ухудшается проходимость. При выборе размера B_B необходимо также учитывать, что чем больше ширина корпуса, тем лучше параметры устойчивости и больше статический запас плавучести. Вместе с тем увеличение ширины корпуса в верхней и нижней частях приводит к росту удельного сопротивления воды и тем самым к снижению скорости движения по воде.

Максимальная высота машины H определяется суммой ряда геометрических размеров. Например, при переднем расположении трансмиссионного отделения

$$H = h_{д.п} + h_{т.о} + h_{о.у} + h_{кр},$$

где $h_{д.п}$ — дорожный просвет машины, м; $h_{т.о}$, $h_{о.у}$ и $h_{кр}$ — высота соответственно трансмиссионного отделения, отделения управления и крыши кабины с выступающим над ней оборудованием, м.

Высота машины, с одной стороны, ограничивается железнодорожным габаритом и условиями погрузки в самолеты и вертолеты, если в техническом задании на машину требуется обеспечить ее перевозку воздушным транспортом. С другой стороны, высота машины должна быть минимальной для уменьшения ее массы и ветровых нагрузок, но при условии обеспечения хорошей обзорности из отделения управления при движении по суше и по воде.

Большое влияние на технические характеристики машины оказывает высота расположения грузовой платформы. При высоком расположении платформы, что определяется в основном местом установки двигателя, его типом и размерами по высоте, центр масс располагается достаточно высоко. Это увеличивает площадь парусности машины с грузом, ухудшает параметры устойчивости на плаву и устойчивости при движении по суше, повышает общую массу машины и затрудняет условия погрузки и разгрузки перевозимых грузов.

Если при компоновке платформа расположена низко, то устраняются недостатки, свойственные машине с высоким положением грузовой платформы. Недостатком компоновки с низким расположением грузовой платформы является невозможность разгрузки с воды на берег, так как пол грузовой платформы располагается ниже ватерлинии машины, и машину приходится разгружать при частичном или полном выходе ее на берег, что не всегда возможно.

Ниже рассмотрены особенности некоторых схем общих компоновок гусеничных и колесных плавающих машин. На рис. 3, а представлена схема компоновки гусеничной машины с передним расположением трансмиссионного и силового отделений. Схема позволяет компактно расположить силовую установку и агрегаты трансмиссии рядом с отделением управления, что упрощает конструкцию всех приводов управления. Схема обеспечивает удобную компоновку в кормовой части корпуса водоходных движителей (гребных винтов, водометов), но их привод достаточно сложен. При движении по воде с грузом машины имеют приемлемый дифферент на корму. Но при движении без груза в большинстве случаев появляется дифферент на нос, что

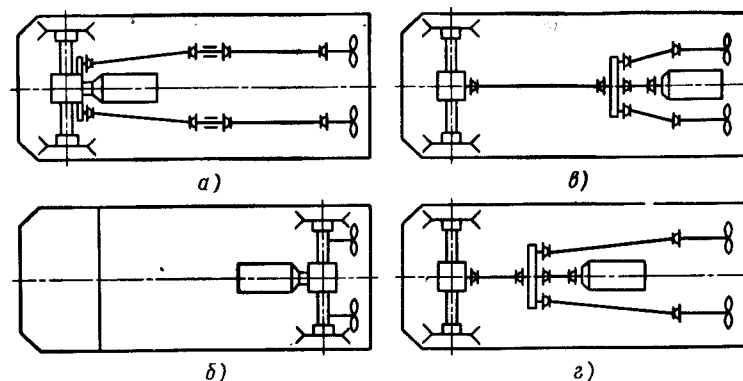


Рис. 3. Схемы общих компоновок гусеничных машин

приводит к заливаемости носовой части корпуса и снижению скорости движения. Для устранения этого серьезного недостатка на некоторых машинах в корме выполняются балластные отсеки, которые для выравнивания дифферента заполняются забортной водой. Вторым недостатком этой схемы компоновки является ухудшение условий обитаемости в отделении управления (большой шум, повышенные температуры и т. д.) из-за близости силового и трансмиссионного отделений.

Схема компоновки с кормовым расположением силового и трансмиссионного отделений (рис. 3, б) не имеет недостатков предыдущей схемы. Но совмещенная компоновка силового и трансмиссионного отделений в кормовой части корпуса, где должны быть размещены также водоходные движители машины и их приводы, получается достаточно насыщенной, а конструкция приводов управления двигателя и агрегатов трансмиссии усложняется. Эта схема обеспечивает компактные приводы водоходных движителей, но не устраняет изменения дифферента при большом изменении нагрузки машины: при движении без груза дифферент на корму увеличивается, с грузом — уменьшается. Грузовая платформа может занимать всю площадь за отделением управления, но, как правило, при вертикальном или V-образном расположении цилиндров двигателя высота пола грузовой платформы увеличивается. Снижение высоты пола возможно при использовании двигателей с противоположным расположением цилиндров. Компоновка с кормовым расположением силового и трансмиссионного отделений особенно целесообразна для машин, работающих на воде с постоянной нагрузкой.

Компоновка с предельно разнесенными по длине машины силовым и трансмиссионным отделениями (рис. 3, в) позволяет получить, как и в предшествующих схемах, достаточно большую грузовую платформу и несколько уменьшить колебания дифферента при движении с грузом и без груза. Но ей присущи и недостатки: переднее расположение трансмиссионного отделения ухудшает условия обитаемости в отделении управления, а компоновка силового отделения в корме осложняет размещение на машине водоходных движителей с большими гидравлическими сечениями.

Схема компоновки с передним расположением трансмиссионного отделения, размещенного под отделением управления, и силовым отделением, выполненным в средней части корпуса, показана на рис. 3, г. Такая схема компоновки позволяет иметь практически постоянный дифферент машины на корму при плавании с грузом и без груза, так как силовая установка большой массы расположена вблизи центра масс груза и машины. Это способствует также уменьшению момента инерции машины с грузом и без него относительно вертикальной оси, что благоприятно для улучшения поворотливости машины на плаву. Размеры грузовой платформы могут быть такими же, как в ранее рассмотренных схемах. Хорошо компонуются водоходные движители, и их привод не очень сложен. В целом рассматриваемая схема компоновки является наиболее удачной.

Стремление уменьшить высоту расположения пола грузовой платформы и увеличить ее длину и ширину, особенно у машин большой грузоподъемности, привело к разработке общих компоновок гусеничных и колесных машин с несколькими силовыми установками, размещенными по бортам. На рис. 4, а представлена схема компоновки колесной плавающей машины большой грузоподъемности с трюмным расположением грузовой платформы по всей длине средней части корпуса. Особенностью этой компоновки является использование четырех двигателей с отбором мощности с двух сторон коленчатого вала. Двигатели устанавливаются в специальных совмещенных силовом и трансмиссионном отделениях, находящихся по бортам корпуса. С одной стороны коленчатого вала каждого двигателя мощность через гидротрансформатор, редуктор и вертикально расположенный конический редуктор подводится к колесу большого диаметра, ось которого жестко закреплена на корпусе машины. С другой стороны коленчатого вала двигателями одного борта

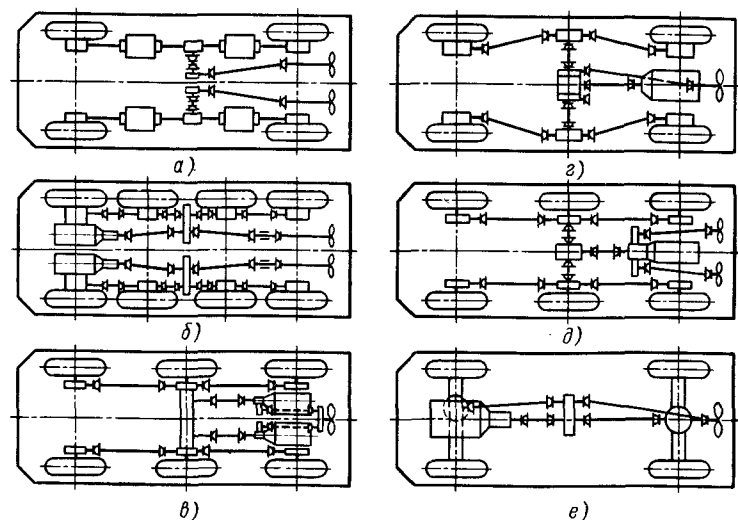


Рис. 4. Схемы общих компоновок колесных машин

мощность через гидромуфты, суммирующий и конический редукторы подводится к одному из двух гребных винтов, установленных в тоннелях корпуса. Второй гребной винт работает от двух двигателей другого борта. Одна из оконечностей корпуса выполнена в виде широкой аппарели. Кабина управления расположена на одном из бортов.

Основные преимущества этой схемы компоновки — удобство погрузки и выгрузки грузов, низкое положение центра массы машины при перевозке тяжелых грузов и, следовательно, вполне удовлетворительная остойчивость. К недостаткам схемы следует отнести сложность конструкции и большую ширину и высоту, что исключает перевозку машины по железной дороге и движение по большинству дорог.

В схеме на рис. 4, б две силовые установки размещены в передней части корпуса, и мощность к колесам одного борта подводится также от отдельного двигателя. Между силовыми отделениями для увеличения длины грузовой платформы компоуется отделение управления. Грузовое отделение размещено в средней части корпуса, а в кормовой части скомпонованы два гребных винта и другое дополнительное оборудование машины. Машина не имеет управляемых колес, и поворот на суше осуществляется за счет увеличения частоты вращения колес одного борта и торможения колес другого, что возможно, так как колеса разных бортов, имея отдельный привод от двигателей, кинематически не связаны между собой. Улучшению маневренности на поверхностях с твердым покрытием способствует небольшое поднятие колес передней и задней осей относительно колес промежуточных осей. Все колеса не имеют упругих элементов подвески и жестко связаны с корпусом машины, что позволяет существенно уменьшить объем колесных ниш корпуса и тем самым увеличить водоизмещение корпуса. Недостатки схемы — сложность конструкции, плохая управляемость на суше, особенно на мягких грунтах, трудность выполнения погрузочно-разгрузочных работ через борта машины, снижение скорости движения по суше из-за отсутствия упругих элементов в подвеске.

Из этой схемы компоновки и ее конструктивного исполнения видно, как за счет ухудшения ряда сухопутных качеств (плавности хода, управляемости, средних скоростей движения) конструкторы пытались улучшить водоходные качества (ходкость, остойчивость).

Более трудно решаются вопросы общей компоновки при размещении двух силовых установок в кормовой части машины (рис. 4, в). При такой компоновке на машине удобнее иметь один водоходный движитель и размещать его между двигателями. Привод на ведущие колеса может быть бортовым или выполняться по традиционной мостовой схеме. Недостатки схемы — сложность конструкции, большой объем технического обслуживания, трудности компоновки водоходного движителя большого гидравлического сечения.

В тех случаях, когда для улучшения ходкости необходимо установить на машине водоходный движитель большого гидравлического сечения при кормовом расположении двигателя, по-

следний поднимают в корпусе выше, а под ним и его системами komponуют водоходный движитель. Но это можно выполнить только при расположении грузового отделения в средней части корпуса (рис. 4, з), так как организация погрузок через кормовые аппаратные устройства в этом случае затруднена.

При кормовом расположении одного двигателя на колесных машинах в большинстве случаев устанавливают два водоходных движителя сравнительно небольшого гидравлического сечения (рис. 4, д), что позволяет рационально скомпоновать грузовое отделение и отделение управления, особенно для машин с постоянной нагрузкой.

При разработке плавающих колесных машин на базе автомобилей высокой проходимости схема общей компоновки мало отличается от компоновки базового автомобиля (рис. 4, е). Основное отличие сводится к наличию водоизмещающего водонепроницаемого корпуса, водоходного движителя, его привода и других систем обеспечения работы машины на плаву. Из-за использования зависимой подвески колес, наличия большого числа ниш в корпусе (для колес, мостов, карданных передач) параметры ходкости и управляемости на плаву такой машины ниже, чем у плавающих колесных машин специальной компоновки. Преимуществами использования таких схем являются меньшая стоимость, лучшее обеспечение запасными частями, облегчение обучения экипажей.

Многообразие конструктивных схем машин, которое не ограничивается приведенными, затрудняет объективную оценку совершенства их компоновки. Тем не менее можно предложить для оценки общей компоновки машин транспортного назначения ряд относительных критериев и показателей, которые приведены ниже.

1. Коэффициент использования массы машины

$$\gamma_m = m_{гр}/m_{соб},$$

где $m_{гр}$ — масса перевозимого груза; $m_{соб}$ — собственная масса машины.

Некоторые машины имеют различную грузоподъемность при движении по суше и по воде. Поэтому при их оценке целесообразно применять два коэффициента:

коэффициент использования массы при движении по суше

$$\gamma_{мс} = m_{гр.с}/m_{соб}$$

и коэффициент использования массы при движении по воде

$$\gamma_{мв} = m_{гр.в}/m_{соб},$$

где $m_{гр.с}$, $m_{гр.в}$ — соответственно масса перевозимого груза по суше и по воде.

Как правило, коэффициент $\gamma_{мв}$ всегда больше коэффициента $\gamma_{мс}$. Чем больше значение коэффициента использования массы, тем, очевидно, более рациональна общая компоновка плавающей машины и конструкция ее основных элементов (корпуса, грузовой платформы, трансмиссии и др.). Для современных

плавающих транспортных машин $\gamma_{мс} = 0,45 \div 0,65$, а $\gamma_{мв} = 0,6 \div 1,1$.

2. Коэффициент полезного использования габаритной площади.

$$\beta_{пл} = L_{г.п}B_{г.п}/(LB),$$

где $L_{г.п}$ и $B_{г.п}$ — соответственно длина и ширина грузовой платформы, м; L и B — соответственно максимальные длина и ширина машины по корпусу, м.

Этот коэффициент в определенной мере свидетельствует и о рациональности общей компоновки. У плавающих транспортных машин $\beta_{пл} = 0,3 \div 0,55$.

3. Показатель удельной мощности, характеризующий относительную энерговооруженность машины,

$$N_{уд} = N/m,$$

где N — мощность установленного на машине источника энергии (двигателя), кВт; m — полная масса машины с грузом, т.

Этот показатель находится в определенной связи с коэффициентом использования массы. С одной стороны, с увеличением удельной мощности неизбежно возрастает собственная масса машины в результате увеличения масс силовой установки, трансмиссии, ходовой части и объема топлива. С другой стороны, при удачной компоновке, приводящей к уменьшению собственной массы машины, показатель удельной мощности увеличивается для плавающих транспортных машин $N_{уд} = 15 \div 30$ кВт/т.

4. Коэффициенты относительной стоимости, представляющие собой отношение стоимости машины к ее массе, массе перевозимого груза и массе машины с грузом:

$$c_{уд.соб} = c/m_{соб}; c_{уд.гр} = c/m_{гр}; c_{уд} = c/m,$$

где c — стоимость машины в серийном производстве, руб.

Из этих коэффициентов для оценки общей компоновки более предпочтителен третий, учитывающий всю массу машины с грузом. Вместе с тем все коэффициенты дают представление об экономической целесообразности машины и технической рентабельности ее производства. При этом следует учитывать, что стоимость производства машин может меняться с течением времени вследствие изменения программы выпуска машин, стоимости материалов и других причин.

5. Коэффициент относительной провозоспособности или производительности

$$p = G_{гр}v/N,$$

где $G_{гр}$ — вес груза, перевозимого по воде, кН; v — скорость движения машины по воде с грузом, м/с.

Чем больше коэффициент относительной производительности, тем выше эффективность машины при выполнении транспортных работ на плаву.

6. Коэффициент эксплуатационной технологичности

$$\tau = T_{уд}/m,$$

где $T_{уд}$ — удельная трудоемкость технического обслуживания машины (в чел.-ч), отнесенная к 1000 км пробега.

Удельная трудоемкость технического обслуживания машины в этом случае представляет затраты в человеко-часах за полный цикл технического обслуживания, отнесенные к 1000 км пробега машины с учетом работы на воде:

$$T_{уд} = T/S,$$

где T — трудоемкость технического обслуживания, чел.-ч; S — пробег машины, тыс. км.

Коэффициент эксплуатационной технологичности позволяет сравнивать по удельным показателям общую компоновку машины и ее отдельных элементов, систем и механизмов с позиций технического обслуживания. Поэтому, чем меньше величина этого коэффициента, тем лучше машина с точки зрения уменьшения времени на проведение технического обслуживания и тем меньше будут затраты на ее обслуживание в процессе эксплуатации.

Возможно использование и других относительных коэффициентов и показателей для оценки общей компоновки. Знание рассмотренных относительных коэффициентов и показателей позволяет достаточно объективно сравнивать общую компоновку различных машин по конструктивным, технологическим и экономическим параметрам.

Для сравнительной оценки общей компоновки в целом в некоторых случаях целесообразно использовать обобщенный относительный критерий

$$k_{об} = \prod_{j=1}^i k_j^{a_j},$$

где k_j — относительные единичные коэффициенты или показатели; a_j — коэффициенты весомости единичных коэффициентов или показателей.

Для рассмотренной ранее группы относительных единичных показателей и коэффициентов обобщенный критерий оценки общей компоновки примет вид

$$k_{об} = \gamma_m^{a_m} \beta_{пл}^{a_{пл}} N_{уд}^{a_N} P^{a_P} (1/c_{уд})^{a_c} (1/\tau)^{a_\tau}.$$

Чем больше будет значение обобщенного относительного критерия оценки общей компоновки сравниваемых машин, тем, следовательно, лучше общая компоновка при прочих равных условиях.

2. ПЛАВУЧЕСТЬ

2.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛАВУЧЕСТИ

Для обеспечения плавучести машин любого типа в большинстве случаев используют водонепроницаемый водоизмещающий корпус, размеры и форма которого подбираются так, чтобы машина удерживалась на воде с желаемым статическим дифферен-

том на корму. При этом учитывается, что определенная доля водоизмещения машины обеспечивается погруженными в воду элементами ее ходовой части. На некоторых машинах для обеспечения необходимого водоизмещения и запасов плавучести кроме основного водоизмещающего корпуса приходится использовать дополнительные жесткие или мягкие надувные элементы (емкости), которые при движении по суше занимают транспортное положение. При переходе к движению по воде дополнительные элементы устанавливаются в рабочее положение, а при использовании мягких элементов последние заполняются сжатым воздухом или отработавшими газами силовой установки машины.

Использование основного водоизмещающего корпуса совместно с дополнительными элементами обусловлено стремлением придать основному корпусу такие размеры и форму, которые в наибольшей степени отвечали бы условиям движения машины по суше и ее транспортированию по железной дороге. Но при этом учитывается, что основной корпус с установленными в рабочее положение дополнительными элементами должен в максимальной мере обеспечивать водоходные качества машины при движении машины по воде.

Ориентировочные размеры и форму корпуса получают после первичной проработки общей компоновки машины, в процессе которой устанавливают допустимые длину, ширину и высоту корпуса, а также его желаемую форму в различных сечениях. Это позволяет построить габаритный чертеж и на его основании теоретический чертеж корпуса машины.

2.2. РАСЧЕТ ВОДОИЗМЕЩЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАВУЧЕСТИ

Существуют различные способы расчета водоизмещения и характеристик плавучести машин. Выбор способов определяется в основном формой корпуса и требуемой точностью расчета. Но независимо от выбранного способа расчета водоизмещения должно предшествовать определение веса и координат центра тяжести плавающей машины с грузом и без груза.

Определение веса и координат центра тяжести машины является ответственной и трудоемкой работой, результат которой должен быть как можно точнее, поскольку положение центра тяжести не только определяет крен и дифферент машины, но и влияет на параметры остойчивости, процесс качки и т. д.

Расчет веса машины целесообразно начинать с составления достаточно подробной весовой ведомости, в которой вся машина представлена в виде отдельных конструктивных элементов (форма 1).

Вес q_i и координаты центра тяжести каждого из элементов в период проектирования определяют расчетом по чертежам или по прототипу уже выполненных в натуре узлов и агрегатов. Затем данные колонки q_i (форма 1) в дальнейшем уточняют по результатам взвешивания готовых комплектующих изделий. Сумма весов q_i должна быть равна весу полностью укомплектован-

Форма 1

№ позиции чертежа	Наименование	Вес q_i	Координаты центра тяжести			Моменты		
			x_i	y_i	z_i	$q_i x_i$	$q_i y_i$	$q_i z_i$
Силовая установка								
1	Двигатель	q_1	x_1	y_1	z_1	$q_1 x_1$	$q_1 y_1$	$q_1 z_1$
2	Топливный бак с топливом	q_2	x_2	y_2	z_2	$q_2 x_2$	$q_2 y_2$	$q_2 z_2$
.
Трансмиссия								
.	Главный фракцион
.	Коробка передач
.
Ходовая часть								
.	Ведущее колесо
.	Гусеница
.
n	Груз	q_n	x_n	y_n	z_n	$q_n x_n$	$q_n y_n$	$q_n z_n$
		Σq_i	-	-	-	$\Sigma q_i x_i$	$\Sigma q_i y_i$	$\Sigma q_i z_i$

ной машины с грузом. Если предназначенные для перевозки грузы существенно отличаются по весу и положению их центра тяжести, то расчет координат центра тяжести ведется для наиболее тяжелых грузов с высоким расположением центра тяжести или рассчитывается ряд грузовых вариантов.

Для определения координат центра тяжести отдельных элементов в масштабе 1 : 5 или 1 : 10 изображают два контурных вида машины в продольной и поперечной плоскостях, на которые с листов общей компоновки без излишней детализации переносят контуры всех агрегатов и механизмов, а также контуры размещения груза и людей. Элементы ходовой части машины на этих чертежах показывают в таком положении, которое они занимают при нахождении машины на плаву, т. е. в положении свободного провисания. Оно определяется перемещениями гусеничного или колесного двигателя под действием упругих элементов подвески и гидростатических сил. Если машина имеет систему изменения дорожного просвета, то элементы ходовой части показывают в двух предельных положениях — верхнем и нижнем.

Начало координатных осей лучше выбирать так, чтобы ось X находилась в плоскости днища корпуса машины и совпадала с ее продольной осью симметрии, а вертикальная ось Z была расположена в одной плоскости с осью направляющего или ведущего колеса на гусеничных машинах и переднего колеса — на колесных.

Затем на контурные виды наносят положения центров тяжести всех элементов весовой ведомости, определяют по этим чертежам координаты x_i , y_i и z_i и заносят их в соответствующие гра-

фы формы 1; после вычисления моментов и их сумм находят координаты центра тяжести машины

$$X_G = \Sigma q_i x_i / \Sigma q_i;$$

$$Y_G = \Sigma q_i y_i / \Sigma q_i; \quad Z_G = \Sigma q_i z_i / \Sigma q_i.$$

Расчеты координат центра тяжести выполняют для полностью укомплектованной машины без груза и для машины с различной нагрузкой. При симметричном расположении агрегатов и систем относительно продольной оси машины координату Y_G не определяют, а центр тяжести считают расположенным в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью машины, т. е. в этом случае $Y_G = 0$.

В весовой ведомости (форма 1) отражено уравнение веса машины

$$G = G_{кор} + G_{с.у} + G_{тр} + G_{х.ч} + G_{в.д} + G_{д.о} + G_{эл} + G_{гр} + G_{эк}.$$

Индексы здесь и ниже обозначают соответственно *кор* — корпус; *с.у* — силовая установка; *тр* — агрегаты трансмиссии с приводами управления; *х.ч* — ходовая часть; *в.д* — водоходные движители, их приводы и другие системы, обеспечивающие движение по воде; *д.о* — дополнительное и специальное оборудование; *эл* — электрооборудование; *гр* — груз; *эк* — зкипаж.

Для анализа уравнение веса более удобно записывать в относительной форме, разделив левую и правую части уравнения на вес машины с грузом G

$$1 = k_{кор} + k_{с.у} + k_{тр} + k_{х.ч} + k_{в.д} + k_{д.о} + k_{эл} + k_{гр} + k_{эк},$$

где k_i — коэффициенты, характеризующие распределение веса по основным элементам машины в долях от полного веса машины с грузом.

Значения этих коэффициентов, полученных по группе машин, целесообразно использовать для первоначального распределения веса машины по ее элементам. Кроме того, значения этих коэффициентов наглядно показывают, на какие конструктивные элементы машины следует обратить внимание при работах, направленных на снижение собственного веса машины и т. д.

Расчет характеристик плавучести включает определение водоизмещения корпуса и элементов ходовой части, положения ватерлинии относительно днища машины и статического запаса плавучести машины. Первоначальные расчеты плавучести целесообразно проводить считая, что ватерлиния машины проходит параллельно плоскости днища, т. е. предполагая, что машина сидит на ровном киле. Расчет плавучести целесообразно начинать с определения водоизмещения элементов ходовой части, особенно у многоприводных колесных машин, так как требуемое объемное водоизмещение корпуса

$$V_{кор} = G / \gamma_в - V_{х.ч},$$

где $\gamma_в$ — удельный вес воды (кН/м^3); $V_{х.ч}$ — объемное водоизмещение элементов ходовой части (м^3).

У гусеничных машин большого водоизмещения определение объемов элементов ходовой части нецелесообразно из-за их

малости по сравнению с объемом корпуса. Объемы элементов ходовой части определяются как объемы близких к ним по форме геометрических фигур (каток — цилиндр, колесо с пневматической шиной — тор и т. д.).

Одновременно с расчетом объемов элементов ходовой части целесообразно найти положение центра величины (центра тяжести вытесненного объема воды) каждого элемента ходовой части, так как эти положения будут необходимы при последующих расчетах.

Наиболее просто рассчитывается водоизмещение машин, имеющих корпус с одинаковой по всей длине шириной. Расчет водоизмещения корпуса в этом случае сводится к определению погруженной в воду площади боковой поверхности одного борта. Для этого на габаритный чертеж корпуса ($M 1:5$ или $1:10$) параллельно днищу на расстоянии T от него наносят ориентировочную ватерлинию WL , т. е. след пересечения свободной поверхности воды с поверхностями корпуса машины

$$T = V_{\text{кор}} / (L_B B_B),$$

где L_B и B_B — соответственно длина и ширина корпуса по ориентировочной ватерлинии, м.

Затем боковую поверхность погруженной в воду части корпуса, ограниченную ватерлинией, разбивают на простейшие геометрические фигуры и вычисляют их площади s_i , пропорциональные силам плавучести, и координаты центра тяжести каждой из фигур (рис. 5).

Если не выполняется равенство $\Sigma s_i = V_{\text{кор}} / B_B$, то необходимо провести новую ватерлинию выше или ниже первой на величину

$$\Delta T = [V_{\text{кор}} / B_B - \Sigma s_i] / L_B.$$

Координаты центра величины корпуса определяют по формулам

$$X_c = \Sigma s_i x_i / \Sigma s_i; \quad Z_c = \Sigma s_i z_i / \Sigma s_i,$$

где x_i и z_i — координаты центров тяжести составляющих геометрических фигур, м; s_i — площади этих фигур, m^2 .

Найденное положение центра величины корпуса можно считать центром величины всей машины, если водоизмещение элементов ходовой части незначительно. В тех случаях, когда водоизмещением ходовой части пренебрегать нельзя, расчетом определяют координаты центра величины всей машины с учетом водоизмещения ходовой части

$$X_c = \frac{V_{\text{кор}} x_{\text{скор}} + V_{\text{х.ч}} x_{\text{сх.ч}}}{V_{\text{кор}} + V_{\text{х.ч}}};$$

$$Z_c = \frac{V_{\text{кор}} z_{\text{скор}} + V_{\text{х.ч}} z_{\text{сх.ч}}}{V_{\text{кор}} + V_{\text{х.ч}}},$$

где $x_{\text{скор}}$ и $z_{\text{скор}}$ — координаты центра величины корпуса, м; $x_{\text{сх.ч}}$ и $z_{\text{сх.ч}}$ — координаты центра величины ходовой части, м.

Затем рассчитанное положение центра величины машины наносят на габаритный чертеж корпуса и сравнивают с положением

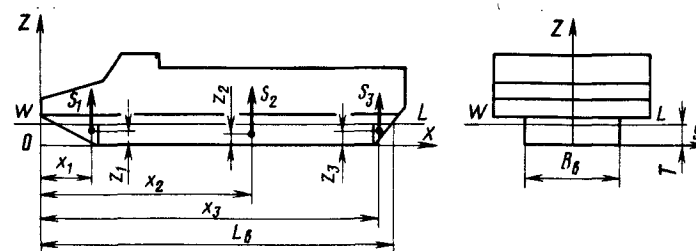


Рис. 5. Схема для расчета водоизмещения корпуса типа "понтон"

центра тяжести машины для определения истинного прохождения ватерлинии. При расположении центра тяжести и центра величины на одной вертикальной линии ($X_G = X_c$) положение ориентировочной ватерлинии будет соответствовать положению ватерлинии в реальных условиях, и машина не будет иметь дифферента. Если центр величины будет расположен к корме ближе, чем центр тяжести ($X_c > X_G$), то машина будет иметь дифферент на нос и положение ватерлинии не будет соответствовать выбранному при расчете. При смещении центра величины относительно центра тяжести ближе к носу корпуса ($X_c < X_G$) машина будет иметь дифферент на корму и также другое положение ватерлинии.

При проектировании машины целесообразно добиваться такого взаимного расположения центра величины и центра тяжести, при котором обеспечивается статический дифферент на корму не более 3° . С этой целью при необходимости изменяют форму и размеры по длине корпуса. Если при этом не удастся достигнуть допустимого дифферента, следует скорректировать положение центра тяжести машины. Однако изменение положения центра тяжести не должно существенно влиять на оптимальное распределение нагрузки по каткам или колесам, выбранное из условий движения по суше, так как нарушение этого распределения приводит к снижению проходимости машины.

Расчет водоизмещения машин, имеющих различную форму поперечных и продольных сечений корпуса, проводится в такой же последовательности, но вместо вычисления площадей необходимо определять объемы простейших геометрических тел V_i , на которые разбивается вся подводная часть машины, включая ходовую часть. Как и в первом случае, на габаритном чертеже корпуса ($M 1:5$ или $1:10$) с показанными на нем в положении свободного провисания элементами ходовой части проводится ориентировочная ватерлиния WL , параллельная днищу корпуса (рис. 6). Затем весь подводный объем машины ниже ватерлинии произвольно разбивают на элементарные геометрические тела (параллелепипед, призма, цилиндр и т. п.), вычисление объема которых не представляет трудности. Причем чем меньше число составляющих объем корпуса тел, тем выше будет точность и меньше трудоемкость расчета. Объемы тоннелей гребных винтов, водоводов водометных движителей, ниш карданных передач и колес также определяются, как объемы близких к ним по геометрической форме тел, но рассматриваются как элементы с отрицательной плавучестью v_{i0} , имеющие координаты x_{i0}, y_{i0}, z_{i0} .

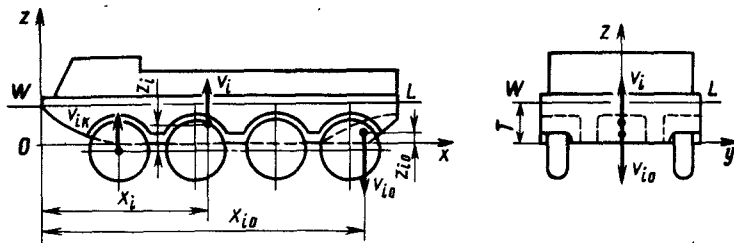


Рис. 6. Схема для расчета водоизмещения корпуса

Если при принятой ватерлинии сумма объемов всех геометрических тел, на которые разбиты корпус и ходовая часть, не равна полному заданному водоизмещению машины, производится корректировка положения ватерлинии. После определения, как и ранее, положения новой уточненной ватерлинии и нахождения центров тяжести (в данном случае эти точки будут одновременно и центрами величин) геометрических тел по габаритному чертежу определяют координаты центров величин тел и объединяют их в таблицу (форма 2).

Координаты центра величины всей машины, используя данные формы 2, определяют по выражениям

$$X_c = \frac{\sum v_i x_i - \sum v_{io} x_{io}}{\sum v_i - \sum v_{io}}; \quad Y_c = \frac{\sum v_i y_i - \sum v_{io} y_{io}}{\sum v_i - \sum v_{io}};$$

$$Z_c = \frac{\sum v_i z_i - \sum v_{io} z_{io}}{\sum v_i - \sum v_{io}}.$$

Положение ватерлинии и центра величины определяется для тех же случаев нагрузки, для которых рассчитывалось положение центра тяжести машины. Если форма и размеры корпуса и

Форма 2

№ позиции чертежа	Наименование объемов	Объем $v_i, \text{ м}^3$	Координата центра величины объема			Моменты		
			x_i	y_i	z_i	$v_i x_i$	$v_i y_i$	$v_i z_i$
Корпус								
1	Носовая часть	v_1	x_1	y_1	z_1	$v_1 x_1$	$v_1 y_1$	$v_1 z_1$
.
.	Кормовая часть
.	Тоннель гребного винта
Ходовая часть								
.	Первый каток
.
n	v_n	x_n	y_n	z_n	$v_n x_n$	$v_n y_n$	$v_n z_n$
		$\sum v_i$	—	—	—	$\sum v_i x_i$	$\sum v_i y_i$	$\sum v_i z_i$

ходовой части симметричны относительно продольной оси машины, координата Y_c не рассчитывается — центр величины расположен в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью машины.

После определения координат центра величины машины, как и в первом случае, оценивается взаимное расположение центра тяжести и центра величины. При неравенстве координат центра тяжести и центра величины в поперечной плоскости машина будет иметь крен на соответствующий борт. В этом случае крен устраняется перемещением части конструктивных элементов машины (например, укладки, инструмента и др.) с одного борта на другой, т. е. изменением положения центра тяжести машины в поперечной плоскости. Корректировать крен изменением объема корпуса нецелесообразно. Допустимый дифферент на корму следует обеспечивать изменением объема корпуса по его длине.

2.3. РАСЧЕТ РЕАЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВАТЕРЛИНИИ И СТАТИЧЕСКОГО ЗАПАСА ПЛАВУЧЕСТИ

В большинстве случаев при расчете водоизмещения машин на "ровный киль" точки приложения веса и силы плавучести (координаты X_G и X_C) не располагаются на одной вертикальной линии. Это приводит к появлению дифференцирующего момента, который изменяет положение ватерлинии и придает машине дифферент на корму или на нос.

Новое положение ватерлинии при неравенстве координат X_G и X_C находят следующим образом. Подсчитывают дифференцирующий момент по формуле $M_{\text{диф}} = (X_G - X_C)G$. Затем определяют начальную продольную метацентрическую высоту H_0 (см. гл. 3) и рассчитывают угол продольного наклона машины $\psi = \arcsin [M_{\text{диф}} / (H_0 G)]$. На габаритном чертеже проводится новое положение ватерлинии, повернутое по отношению к ориентировочной ватерлинии на "ровный киль" на угол ψ . Поворот ватерлинии проводится относительно центра тяжести площади ориентировочной ватерлинии. После изменения положения ватерлинии по габаритному чертежу определяются углубления корпуса носом T_n и кормой T_k , а также осадка машины по сухопутному движителю T_o .

При необходимости аналогичным способом можно найти угол крена θ машины в том случае, если координаты $Y_G \neq Y_C$

$$M_{\text{кр}} = (Y_G - Y_C)G; \quad \theta = \arcsin [M_{\text{кр}} / (h_0 G)],$$

где h_0 — начальная поперечная метацентрическая высота, м.

После окончательного определения положения ватерлинии проводится расчет статического запаса плавучести. С этой целью параллельно найденной статической ватерлинии проводится линия, которая ограничивает водонепроницаемый объем корпуса выше ватерлинии. Эта линия проводится несколько ниже той части корпуса, через которую может поступать забортная вода (жалюзи, открытые лючки и отверстия корпуса) при погружении машины в воду без появления дополнительного дифферента и крена. Затем находят объем водонепроницаемой части корпуса

между действующей ватерлинией и линией, определяющей допустимое погружение корпуса в воду. Найденное значение объема является статическим запасом плавучести и приводится в технических данных машины в абсолютных величинах (м^3 , кН) или в процентах от полного водоизмещения машины. В некоторых случаях при проектировании машин необходима корректировка полученного статического запаса плавучести в сторону увеличения или в сторону уменьшения.

Для выбора более рационального способа корректировки статического запаса плавучести целесообразно использовать формулы, описывающие связи между статическим запасом плавучести и габаритными размерами условного приведенного корпуса, выполненного в виде параллелепипеда со сторонами L (длина), B (ширина) и H (высота). Стенки корпуса-параллелепипеда принимаются одинаковой толщины, причем толщина стенки t учитывает вес элементов каркаса корпуса, а также изменение размеров валов трансмиссии, деталей приводов и т. д.

Статический запас плавучести приведенного корпуса

$$V_{з.п.с} = LBH - G/\gamma_B.$$

При увеличении (уменьшении) статического запаса плавучести только вследствие изменения высоты корпуса приращение (уменьшение) веса машины за счет конструктивных элементов приведенного корпуса можно найти по формуле

$$\Delta G = 2\gamma_M t(L + B)\Delta H,$$

где γ_M — удельный вес материала корпуса, $\text{кН}/\text{м}^3$.

Аналогично можно найти приращение веса, обусловленное увеличением ширины корпуса

$$\Delta G = 2\gamma_M t(L + H)\Delta B$$

и увеличением длины корпуса

$$\Delta G = 2\gamma_M t(H + B)\Delta L.$$

Новые значения статического запаса плавучести при измененных размерах корпуса можно рассчитать по выражениям

$$V'_{з.п.с} = LB(H + \Delta H) - \gamma_B^{-1}(G + \Delta G);$$

$$V'_{з.п.с} = LH(B + \Delta B) - \gamma_B^{-1}(G + \Delta G);$$

$$V'_{з.п.с} = HB(L + \Delta L) - \gamma_B^{-1}(G + \Delta G).$$

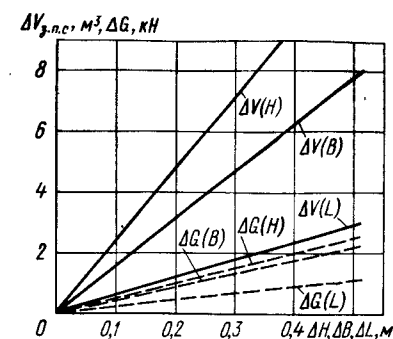
После преобразований приведенных выражений можно получить формулы для определения действительного увеличения статического запаса плавучести

$$\Delta V_{з.п.с} = [LB - 2\frac{\gamma_M}{\gamma_B} t(L + B)]\Delta H;$$

$$\Delta V_{з.п.с} = [LH - 2\frac{\gamma_M}{\gamma_B} t(L + H)]\Delta B;$$

$$\Delta V_{з.п.с} = [HB - 2\frac{\gamma_M}{\gamma_B} t(H + B)]\Delta L.$$

Рис. 7. Изменение веса корпуса и запаса плавучести при увеличении основных размеров корпуса



На рис. 7 приведены расчетные кривые ΔG и ΔV для приведенного корпуса с размерами $L = 8$ м, $B = 3$ м, $H = 2$ м, $t = 0,003$ м. При необходимости увеличить запас плавучести на величину $\Delta V_{зад}$ с точки зрения наименьшего увеличения веса корпуса более рационально изменять его высоту. Причем величина ΔH в этом случае является меньшей по сравнению с величинами ΔB и ΔL , обеспечивающими такой же прирост запаса плавучести. Вместе с тем необходимо отметить, что при выборе размера, за счет которого предполагается увеличение запаса плавучести, нужно также принимать во внимание изменение параметров устойчивости в результате увеличения или уменьшения габаритов корпуса в зоне действующей ватерлинии.

Увеличения запаса плавучести можно также достигнуть при изменении всех основных размеров корпуса. В этом случае формулы для определения ΔG и $\Delta V_{з.п.с}$ преобразуются к виду

$$\Sigma \Delta G = 2\gamma_M t [(B + L)\Delta H + (L + H + \Delta H)\Delta B + (H + \Delta H + B + \Delta B)\Delta L];$$

$$\Sigma \Delta V_{з.п.с} = (H + \Delta H)(B + \Delta B)(L + \Delta L) - HBL - \Sigma \Delta G/\gamma_B.$$

Аналогичные зависимости могут быть получены и для приведенного корпуса с различной толщиной стенок.

Окончательное положение ватерлинии и статический запас плавучести должны определяться для всех основных вариантов нагрузки машины.

В конце расчета водоизмещения приводят данные, определяющие статическое положение машины на плаву: углубление корпуса носом T_N и кормой T_K в м; осадка машины по сухопутному движителю T_0 в м; статический крен θ на левый (правый) борт в $^\circ$; статический дифферент на корму ψ , в $^\circ$; статический запас плавучести $V_{з.п.с}$ в м^3 .

2.4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЧЕРТЕЖ КОРПУСА

В тех случаях, когда корпус машины не удается разделить на простые геометрические тела из-за сложной формы, образованной криволинейными поверхностями, для расчета водоизмещения используется теоретический чертеж корпуса. Теоретический чертеж описывает геометрическую форму корпуса и представляет собой три проекции, на каждой из которых показаны несколько сечений соответствующими плоскостями.

За плоскости проекций теоретического чертежа принимаются:

диаметральная, или вертикально-продольная, совпадающая с продольной осью симметрии корпуса. Проекция корпуса на эту плоскость называется боком;

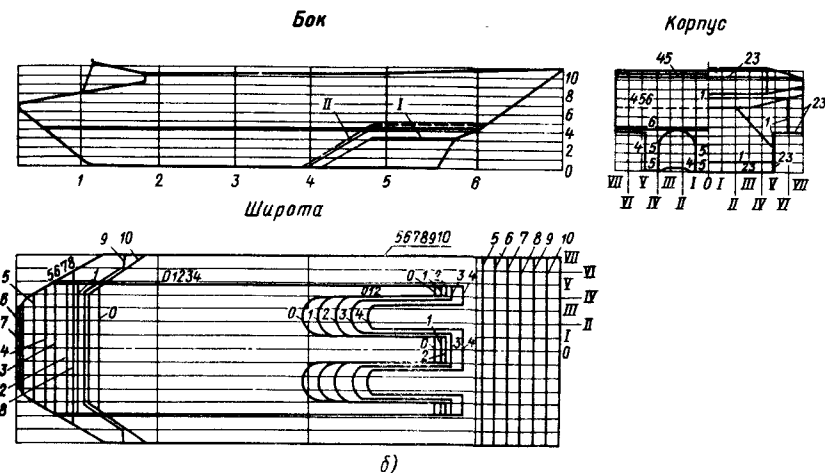
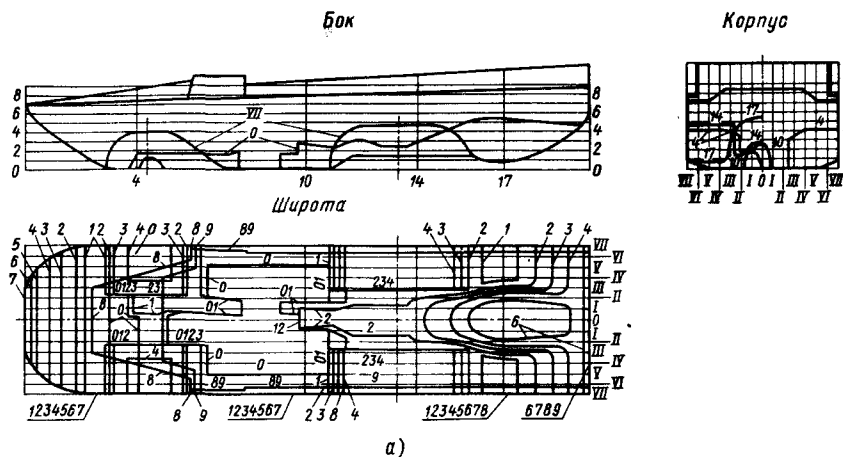


Рис. 8. Теоретический чертеж корпуса машины:
а — колесной; б — гусеничной

плоскость грузовой ватерлинии, совпадающей с поверхностью спокойной воды при плавании с установленной наибольшей нагрузкой. Проекция корпуса на эту плоскость называется широтой;

плоскость мидель-шпангоута, или вертикально-поперечная, перпендикулярная двум первым и проходящая по середине расчетной длины корпуса. Проекция на эту плоскость называется корпусом.

Сечения корпуса плоскостями, параллельными плоскостям проекций, образуют три системы главных сечений, которые называются:

батоксами — при сечении корпуса машины плоскостями, параллельными диаметральной плоскости;

ватерлиниями — при сечении корпуса машины плоскостями, параллельными плоскости грузовой ватерлинии;

шпангоутами — при сечении корпуса машины плоскостями, параллельными плоскости мидель-шпангоута.

Площадями батоксов, ватерлиний и шпангоутов называются площади соответствующих сечений, ограниченные следами пересечений поверхностей корпуса с основными плоскостями сечений.

Теоретический чертеж корпуса выполняется в зависимости от размеров машины в масштабе 1:5 или 1:10, а грузовая ватерлиния принимается параллельной днищу машины, так как дифферент машин незначителен (рис. 8). Корпус машины на теоретическом чертеже делят на 10—20 равных частей, которые называются шпациями. В тех местах, где очертания корпуса достаточно резко изменяются, шпации могут дополнительно делиться пополам. Шпации нумеруются арабскими цифрами в направлении от носа к корме. При симметрии корпусов машин на широте изображаются только сечения половины корпуса. Число сечений-батоксов берется в пределах трех-пяти, и нумеруются они римскими цифрами в направлении к борту от продольной оси машины. Число сечений-ватерлиний обычно не превышает трех-шести. Дополнительно выше грузовой ватерлинии иногда наносят еще одну-две ватерлинии. Все сечения-ватерлинии нумеруются снизу вверх арабскими цифрами. При сечении корпуса вертикально-поперечными плоскостями по одну сторону от диаметральной плоскости показываются шпангоуты при наблюдении их из плоскости миделя в корму, а по другую — шпангоуты при наблюдении их от носа к миделю.

Теоретический чертеж корпуса используют для вычислений площадей ватерлиний и шпангоутов, водоизмещения, координат центра тяжести площадей ватерлиний и шпангоутов, координат центра величины, моментов инерции площадей ватерлиний относительно центральных осей и других величин. Для определения перечисленных величин используются различные

графоаналитические методы, которые отличаются степенью точности и трудоемкости. Наиболее распространенным является метод трапеций, обладающий наглядностью, простотой и обеспечивающий необходимую точность расчетов.

Площадь ватерлиний по методу трапеций рассчитывают по формуле

$$F = 2 \int_0^L y dx \approx 2l(0,5y_0 + y_1 + \dots + y_{n-1} + 0,5y_n),$$

где L — длина ватерлинии; $l = L/n$ — расстояние между соседними ватерлиниями.

Площадь шпангоута определяют по методу трапеций по формуле

$$F = 2 \int_0^T y dz \approx 2t(0,5y_0 + y_1 + \dots + y_{n-1} + 0,5y_n),$$

где T — углубление корпуса; $t = T/n$ — расстояние между соседними шпангоутами (n — число теоретических шпаций).

После определения площадей ватерлиний и шпангоутов могут быть построены строевая по ватерлиниям (рис. 9, а) и строевая по шпангоутам (рис. 9, б). Строевая по ватерлиниям представляет собой графическую зависимость изменения площади ватерлинии от углубления корпуса. Для большей наглядности площади ватерлиний в принятом масштабе откладываются по горизонтальной оси, а углубления корпуса — по вертикальной оси. Строевая по ватерлиниям обладает рядом свойств, которые используются при проектировании машин: площадь строевой по любую ватерлинию равна с учетом масштаба объемному водоизмещению корпуса по эту же ватерлинию; ордината центра тяжести площади строевой по любую ватерлинию равна аппликате центра величины корпуса по эту же ватерлинию; коэффициент полноты площади строевой по ватерлиниям представляет собой коэффициент вертикальной полноты корпуса при соответствующем его углублении.

Строевая по шпангоутам представляет собой графическую зависимость изменения площади погруженных в воду шпангоутов по длине корпуса при определенном его углублении и отражает распределение водоизмещения

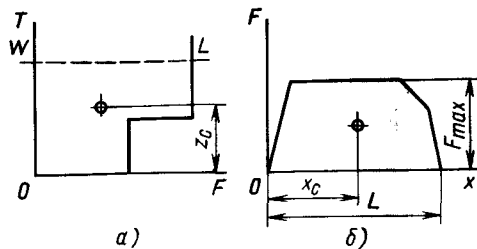


Рис. 9. Строевые:
а — по ватерлиниям; б — по шпангоутам

корпуса по его длине. Строевая по шпангоутам, так же как строевая по ватерлиниям, обладает тремя аналогичными свойствами.

Площадь, ограниченная строевой и осью абсцисс, равна

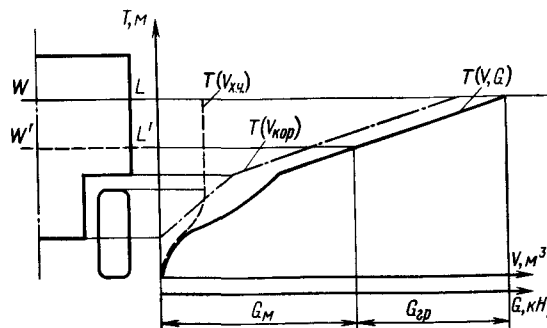
на объемному водоизмещению корпуса. Абсцисса центра тяжести площади строевой по шпангоутам равна абсциссе центра величины корпуса при его расчетном углублении, и коэффициент полноты площади строевой по шпангоутам является коэффициентом продольной полноты корпуса.

Строевая по ватерлиниям используется при построении основной кривой плавучести — грузовой размер. Грузовым размером называется зависимость весового водоизмещения (с учетом весового водоизмещения ходовой части) от углубления корпуса или осадки машины. Обычно грузовой размер объединяют на одном графике с кривой водоизмещения, представляющей зависимость объемного водоизмещения от углубления корпуса (рис. 10).

Грузовой размер позволяет при заданном водоизмещении определить осадку машины и углубление корпуса на ровный киль или наоборот. Кроме того, используя грузовой размер, можно заранее найти изменение осадки машины при приеме или снятии груза любой величины или при переходе от плавания в пресной воде к плаванию в морской. При расчете грузовой размер следует учитывать, что вследствие разности удельного веса пресной и морской забортной воды кривая грузовой размер для пресной воды будет располагаться несколько выше кривой водоизмещения, а для морской воды — ниже.

Кривая водоизмещения, как интегральная к строевой по ватерлиниям, обладает свойствами таких кривых. Начало кривой всегда соответствует началу координат, причем, если ординаты строевой по ватерлиниям увеличиваются, то кривая водоизмещения будет выпуклой. В тех случаях, когда площади ватерлиний остаются неизменными, что характерно для плавающих гусеничных машин, кривая водоизмещения принимает вид прямой.

Если необходимо более точно определить водоизмещение машины при наличии дифферента, то пользуются специальным графиком — масштабом Бонжана (рис. 11). На этом графике показывается совокупность графических зависимостей, отражающих изменение площадей шпангоутов от углубления корпуса, используя которые можно, кроме водоизмещения, определить положение абсциссы центра величины. Для построения масштаба Бонжана необходимо выбрать масштаб по длине, по которому расставляются шпангоуты, и два масштаба по высоте: один для углубления корпуса,



а второй для площадей шпангоутов. Для уменьшения размеров чертежа и повышения точности расчетов масштаб по высоте должен быть в 2—3 раза больше масштаба по длине.

Масштаб Бонжана может быть представлен и в других графических формах.

Рис. 10. Грузовой размер и кривая водоизмещения

Рис. 11. Масштаб Бонжана

Задаваясь соответствующими углублениями корпуса носом T_N и кормой T_K , можно нанести на чертеж масштаба Бонжана произвольные прямые ватерлинии с любым углом дифферента, либо кривые ватерлинии, описывающие положение машины на волне, и получить данные для построения строевых по шпангоутам для различных произвольных ватерлиний, а по ним рассчитать водоизмещение и положение абсциссы центра величины.

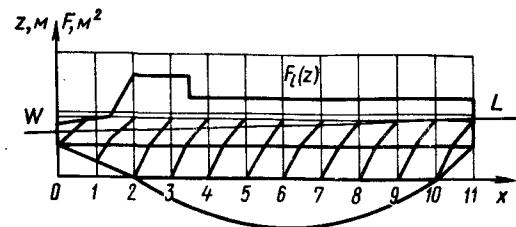
Выполненные расчеты водоизмещения и кривых элементов теоретического чертежа (эти кривые иногда называют гидростатическими кривыми) могут быть представлены в общей сводной таблице [7], по данным которой в функции углублений корпуса строят обобщенные графические зависимости, необходимые для практического использования.

2.5. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСОВ

Корпуса плавающих машин по конструктивной схеме могут быть несущими и полунесущими. В корпусах несущего типа усилия, возникающие при движении по суше и по воде, воспринимаются корпусом или отдельными его элементами.

К корпусам полунесущего типа относятся корпуса рамно-каркасной конструкции, в которых все основные агрегаты машины, в том числе обшивка водонепроницаемого корпуса, жестко крепятся к раме или каркасу. Корпуса полунесущего типа могут иметь различные схемы набора несущих элементов: продольную, поперечную и смешанную. Но независимо от схемы набора все усилия, возникающие при движении машины по суше или по воде, воспринимаются в основном элементами набора (рамой, каркасом) и только незначительно обшивкой, образующей водонепроницаемый объем корпуса. При движении по воде листы обшивки, имеющие меньшую толщину, чем в корпусах несущего типа, воспринимают статическое и гидродинамическое давления воды и передают их на несущие элементы корпуса. Материалом листов обшивки и элементов набора в большинстве случаев служат низколегированные стали; у некоторых машин — легкие сплавы и пластмассовые композиции.

Большинство корпусов современных машин имеют смешанную схему набора, в наибольшей степени отвечающую условиям работы плавающих машин на суше и на воде. На рис. 12 показан корпус полунесущего типа гусеничной плавающей машины. Корпус металлический, сварной, его рама состоит из двух продольных балок 2 и нескольких поперечных связей, образованных шпангоутами 1 и поперечными балками 8. Грузовая платформа транспортера образована специальным настилом, продольные силовые балки которого жестко связаны со шпангоутами и задней поперечной связью. Балки имеют корытообразное сечение и служат направляющими при погрузке самоходных грузов.



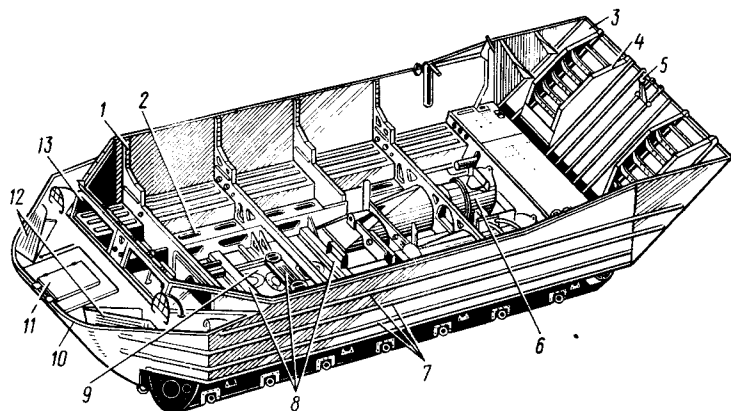


Рис. 12. Корпус гусеничной плавающей машины К-61:

1 — шпангоут; 2 — продольная балка рамы; 3 — задний откидной борт; 4 — аппарат; 5 — штырь для крепления перевозимых грузов; 6 — тоннель гребного винта; 7 — профили; 8 — поперечные балки; 9 — днище; 10 — каркас носовой части; 11 — крышка люка лебедки; 12 — волноотражательные щитки; 13 — проемы для ветровых стекол

Проемы между балками закрыты съемными и несъемными щитками, воздухозаборными решетками и другими элементами грузовой платформы.

Задний борт 3 корпуса откидной. На нем закреплены две откидные аппарели 4 и штырь 5 для крепления перевозимых в машине грузов. Шарнирное устройство откидного борта снабжено торсионным валом, предназначенным для уменьшения усилий при установке заднего борта с аппаратами в транспортное положение после окончания загрузки машины. Задний борт удерживается в открытом и закрытом положениях специальными замками. Стык между задним бортом и основным корпусом уплотняется резиновым профилем, степень поджатия которого можно регулировать. Обшивка корпуса выполнена из стального листа, приваренного к продольным балкам рамы, шпангоутам, каркасу 10 носовой части и задним стойкам. Для придания бортовым и носовым листам обшивки большей жесткости к ним приварены наружные стрингеры — штампованные профили 7. Днище корпуса плоское, сварено из отдельных листов, которые приварены к раме и обшивке носовой части корпуса. В задней части днища расположены два окна, по периметру которых вварены листы тоннелей гребных винтов. Для технического обслуживания систем двигателя и агрегатов трансмиссии в днище имеется несколько люков, закрытых крышками с резиновыми уплотнениями.

Основными задачами при конструировании и расчете корпусов являются: обеспечение необходимой прочности и антикоррозионной стойкости для заданных условий движения по суше и по воде, а также меньшей массы и стоимости. Расчет общей прочности корпуса на изгиб и отдельных его элементов на местную прочность должен выполняться для двух основных режимов

работы машины — сухопутного и водеходного, каждый из которых имеет свою специфику нагружения корпуса (по системе сил и по времени их действия). Расчеты общей прочности ведутся с помощью различных методов строительной механики с использованием ЭВМ.

3. ОСТОЙЧИВОСТЬ

Изучение и расчет остойчивости, как одного из водеходных качеств плавающих машин, преследуют цель установить качественные и количественные пределы параметров, свойственных различным эксплуатационным условиям, при которых обеспечивается нормальное или безопасное плавание машин. Поэтому требования, предъявляемые к параметрам остойчивости машин, можно разделить на нормальные эксплуатационные и требования, направленные на обеспечение безопасности плавания. В связи с этим необходимо по-разному рассматривать остойчивость машин. В одних случаях это качество должно рассматриваться с позиций нормальных эксплуатационных условий, а в других — с позиций условий, обеспечивающих безопасность плавания.

При нормальных эксплуатационных условиях машины могут получать относительно малые наклонения, поэтому в этих условиях для оценки поведения машин вполне приемлем метод начальной остойчивости. Качественная и количественная оценки остойчивости машин при больших наклонениях требуют несколько других методов исследований и расчетных средств, обеспечивающих необходимую точность определения граничных условий зоны потери безопасности плавания.

3.1. РАСЧЕТ ПРИ МАЛЫХ НАКЛОНЕНИЯХ

Метод начальной остойчивости, который применяется при малых наклонениях, сводится к приближенному анализу изменения параметров остойчивости и посадки машины в зависимости от ее нагрузки. Этот метод при определении восстанавливающего момента основывается на предположении, что корпус машины имеет прямостенные формы. Для оценки остойчивости машины на начальной стадии проектирования необходимо знать величину метацентрических высот в поперечной h_0 и продольной H_0 плоскостях. Для определения h_0 и H_0 следует предварительно рассчитать величины метацентрических радиусов соответственно r_0 и R_0 и расстояние a между центром тяжести и центром величины машины (рис. 13).

Поскольку у большинства плавающих машин форма площади ватерлиний представляет собой или прямоугольник, или очень близкие к нему фигуры, то определение моментов инерции площади ватерлинии можно производить по формулам

$$J_x = LB^3/12; \quad J_y = BL^3/12, \quad (1)$$

где J_x и J_y — моменты инерции площади ватерлинии относительно продольной и поперечной осей машины, m^4 .

Зная моменты инерции площади ватерлинии, можно определить поперечный и продольный метацентрические радиусы по формулам

$$r_0 = J_x/V \text{ и } R_0 = J_y/V. \quad (2)$$

После определения метацентрических радиусов рассчитываются метацентрические высоты

$$h_0 = r_0 \pm a \text{ и } H_0 = R_0 \pm a. \quad (3)$$

В этих формулах знак плюс соответствует случаям положения центра тяжести ниже центра величины ($Z_C > Z_G$), знак минус — положениям центра тяжести выше центра величины ($Z_C < Z_G$).

Вследствие того, что машины практически почти половину рабочего времени пребывания на плаву находятся или без груза, или с частичной нагрузкой, расчет метацентрических радиусов, высот и восстанавливающих моментов при небольших отклонениях должен производиться и для этих случаев. Координаты центра тяжести и центра величины машины с максимальной и частичными нагрузками, а также без груза берутся для определения величины a из расчетов плавучести машины.

Желательно результаты выполненных расчетов объединять на диаграмме элементов начальной остойчивости (рис. 14) в виде графических зависимостей метацентрических высот и радиусов R_0 , r_0 от величины углубления T корпуса (нагрузки машины). Часто на этой диаграмме также показываются элементы характеристик плавучести (кривая грузовой размера или водоизмещения V , абсциссы центра тяжести и центра величины, площади ватерлинии F_B и др.). Минимальное углубление корпуса T_{\min} на этой диаграмме соответствует углублению корпуса полностью укомплектованной машины без груза, а максимальное углубление T_{\max} — полностью укомплектованной машины с наибольшим по массе регламентированным грузом.

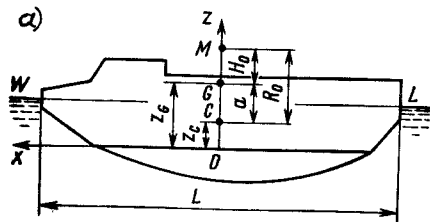


Рис. 13. Схема для определения метацентрических высот и радиусов:

a — продольных; б — поперечных

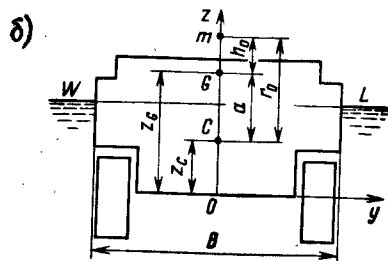
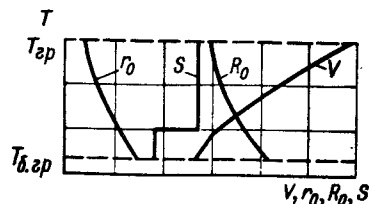


Рис. 14. Диаграмма элементов начальной остойчивости



Ниже приведены значения поперечной метацентрической высоты h_0 в м для плавающих машин и некоторых типов судов.

Плавающие машины	0,4—1,1
Пассажирские суда	0,5—1,0
Торговые суда	0,3—1,4
Лесовозные суда	0,05—0,6
Танкеры	1,0—3,5

Продольные метацентрические высоты, особенно у машин с большими отношениями L/B , значительно превышают поперечные метацентрические высоты. Поэтому при проектировании машин главное внимание обращают на обеспечение необходимых поперечных метацентрических высот.

Для увеличения поперечных высот целесообразно, во-первых, увеличивать ширину и длину площади ватерлинии, что позволяет повысить ее моменты инерции, и, во-вторых, уменьшать аппликату центра тяжести машины.

Следует также учитывать, что метацентрическая высота не является мерой остойчивости, а служит только критерием остойчивости равновесия машины при плавании с конкретным расположением ватерлинии. Поэтому сравнивать поперечную остойчивость нескольких отличных друг от друга по конструкции машин по значениям поперечных метацентрических высот или остойчивость одной и той же машины при разных нагрузках (углублениях корпуса) было бы неправильно, так как восстанавливающий момент определяется не только метацентрической высотой, но и водоизмещением машины. Расчетным средством метода являются метацентрические формулы остойчивости

$$M_{\text{вос}} = Gh_0 \sin \theta \text{ и } M_{\text{вос}} = GH_0 \sin \psi, \quad (4)$$

где $M_{\text{вос}}$ — восстанавливающий момент, кН·м; h_0 и H_0 — поперечная и продольная метацентрические высоты, м.

При приеме и перемещении груза увеличивается водоизмещение, что может привести к смещению центра тяжести в любом направлении. Смещение центра тяжести неизбежно приводит к появлению крена или дифферента или одновременного наклона в двух плоскостях. При плавании в нормальных эксплуатационных условиях на машину могут действовать в произвольной плоскости внешние силы, приводящие также к небольшим наклонам корпуса (сильные порывы ветра, удары сухопутного движителя о подводные препятствия и т. д.).

Метацентрические формулы остойчивости (4) справедливы для равнообъемных наклонов машины с прямолинейным корпусом, поэтому обязательным условием их использования без внесения тех или иных неточностей и ошибок является сохранение машиной прямолинейности в пределах рассматриваемых наклонов.

Значения предельных углов крена и дифферента, при которых еще сохраняется условие прямолинейности корпуса, определяются следующими выражениями (рис. 15):

$$\begin{aligned} \text{tg } \theta_{\text{п}} &\leq 2\Delta H_{\text{п.п}}/B; \quad \text{tg } \psi_{\text{п}} \leq \Delta T_{\text{к.п}}/L_{\text{н}}; \\ \text{tg } \theta_{\text{п}} &\leq 2\Delta H_{\text{л.п}}/B; \quad \text{tg } \psi_{\text{п}} \leq \Delta T_{\text{н.п}}/L_{\text{н}}, \end{aligned} \quad (5)$$

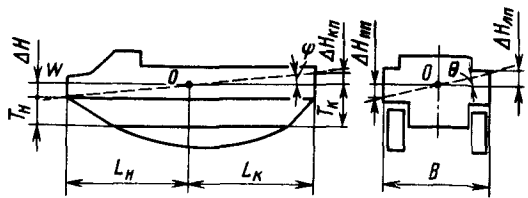


Рис. 15. Схема для расчета предельных углов наклона по условиям прямоственности корпуса

где L_H и L_K — соответственно длина носовой и кормовой частей машины от центра тяжести площади начальной ватерлинии, м; $\Delta T_{H,п}$ и $\Delta T_{K,п}$ — соответственно допустимое изменение углубления корпуса в носу и корме по условиям прямоственности, м; $\Delta H_{л.п}$ и $\Delta H_{п.п}$ — соответственно допустимое изменение углубления левого и правого борта корпуса по условиям прямоственности, м.

Возможность использования формул (4) для практических расчетов определяется не только условием прямоственности корпуса, но и соотношением метацентрических высот и радиусов [3], причем чем меньше разница между значениями метацентрических высот и радиусов, тем меньше ошибки при использовании формул. Для большинства плавающих машин характерно сравнительно небольшое различие в величинах метацентрических высот и радиусов. Поэтому вычисления по формулам (1) обеспечивают при соблюдении условия прямоственности необходимую точность расчетов.

В тех случаях, когда отношение $h_0/r_0 < 0,2$, целесообразно расчет восстанавливающего момента для наклонов в поперечной плоскости вести по формуле

$$M_{вос} = Gh_0(1 + \Delta) \sin \theta,$$

где $\Delta = 0,5 \operatorname{tg}^2 \theta r_0 / h_0$.

Восстанавливающий момент при наклонении машины в продольной плоскости определяется без дополнительных ограничений по упрощенной метацентрической формуле остойчивости (4) при условии сохранения прямоственности. Начальную остойчивость машин более правильно оценивать коэффициентами поперечной μ и продольной β остойчивости:

$$\mu = h_0 G \text{ и } \beta = H_0 G. \quad (6)$$

Метацентрическую формулу остойчивости для продольных наклонов с целью упрощения некоторых расчетов и исследований удобнее выразить через коэффициент продольной остойчивости, в котором вместо метацентрической высоты используется метацентрический радиус, так как разница между H_0 и R_0 мала. При последующих расчетах не требуется уточнять положение центра тяжести, а следует только вычислять момент инерции площади начальной ватерлинии относительно поперечной оси машины.

Учитывая выражения (2) и (6), можно написать

$$\beta = R_0 G = \gamma_B J_y. \quad (7)$$

При продольных наклонах в условиях соблюдения прямоственности углы дифферента сравнительно малы, поэтому можно представить метацентрическую формулу остойчивости машины в продольной плоскости в следующем виде:

$$M_{вос} = \gamma_B J_y \sin \psi = \gamma_B \psi BL^3/12. \quad (8)$$

Формула (8) более удобна при расчетах величины восстанавливающего момента в продольной плоскости, чем формула (4), так как размеры B и L практически всегда известны.

Метод начальной остойчивости можно успешно использовать для решения практических задач при оценке остойчивости машины при эксплуатации. Этим методом можно определять углы крена машины при воздействии шквального ветра и на режиме циркуляции, влияние наличия воды в корпусе, приема (снятия) или перемещения груза на начальную остойчивость и др.

3.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА НАЧАЛЬНОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ

Решение практических задач преследует цель получить ответы на вопросы: какой угол наклона будет иметь машина при воздействии на нее вполне определенного момента, вызывающего крен или дифферент, или, наоборот, какой момент может действовать на машину, чтобы угол наклона не превышал заданной величины.

Последовательность решения задач в общем виде сводится к определению величины внешнего момента, замены его восстанавливающим моментом такой же величины и расчетом искомого угла наклона по метацентрическим формулам остойчивости. Можно, задаваясь предельной величиной допустимого угла наклона в интересующей плоскости, рассчитать восстанавливающий момент и использовать его для определения допустимого внешнего момента.

Влияние приема или снятия груза на начальную остойчивость. Погрузка на машину груза (или снятие его) приводит к изменению водоизмещения машины, положения центра тяжести и центра величины и, следовательно, к изменению параметров начальной остойчивости и характеристик плавучести. Возможны два характерных случая приема (снятия) груза: первый, когда центр тяжести принятого (снятого) груза находится на одной вертикальной линии с центром тяжести машины без груза или с размещенным грузом; второй, когда центр тяжести принятого груза не расположен на одной вертикальной линии с центром тяжести машины. Очевидно, что в первом случае корпус машины получает дополнительно приращение (уменьшение) углубления без появления или изменения крена и дифферента, а изменение аппликата центра тяжести и центра величины сказывается только на изменении численных значений метацентрических радиусов и высот.

Для анализа изменения начальной остойчивости можно использовать формулы коэффициентов остойчивости, которые для этого представляются в виде

$$\mu = (G_M + G_{ГР})(r_0 - a') = (G_M + G_{ГР}) \left\{ [J'_x / (V_M + V_{ГР})] - a' \right\};$$

$$\beta = (G_M + G_{ГР})(R_0 - a') = (G_M + G_{ГР}) \left\{ [J'_y / (V_M + V_{ГР})] - a' \right\},$$
(9)

где G_M и $G_{ГР}$ — вес соответственно машины без груза и вес груза; V_M — объемное водоизмещение машины без груза; $V_{ГР}$ — дополнительный объем корпуса, погружившийся в воду под действием принятого груза; J'_x и J'_y — моменты инерции площади ватерлинии относительно соответственно поперечной и продольной осей после приема груза; a' — расстояние между центром тяжести и центром величины машины после приема груза.

Из формулы (9) следует, что начальная остойчивость машины при приеме (снятии) груза может изменяться вследствие увеличения или уменьшения величины a' и общего веса машины, а также из-за изменения момента инерции площади действующей ватерлинии при переходе от одного углубления корпуса к другому.

Углубление корпуса при условии соблюдения прямолинейности при принятии (снятии) груза изменится на величину (рис. 16)

$$\Delta T = G_{ГР} / (\gamma_B F_{WL}),$$

где F_{WL} — площадь ватерлинии, m^2 .

При этом аппликаты новых положений центра тяжести и центра величины машины с принятым грузом

$$\left. \begin{aligned} Z_{G'} &= (G_M z_{G_M} + G_{ГР} z_{G_{ГР}}) / (G_M + G_{ГР}); \\ Z_{C'} &= [V_M z_C + V_{ГР} (T + 0,5 \Delta T)] / (V_M + V_{ГР}). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Если при новом углублении корпуса $T' = T + \Delta T$, еще сохраняется условие прямолинейности, то момент инерции площади ватерлинии останется прежним, так как размеры и форма площади ватерлинии не изменились. В этом случае коэффициенты остойчивости будут равны

$$\mu = (G_M + G_{ГР}) \left\{ [J_x / (V_M + V_{ГР})] - a' \right\};$$

$$\beta = (G_M + G_{ГР}) \left\{ [J_y / (V_M + V_{ГР})] - a' \right\};$$

где J_x и J_y — моменты инерции площади ватерлинии до приема груза.

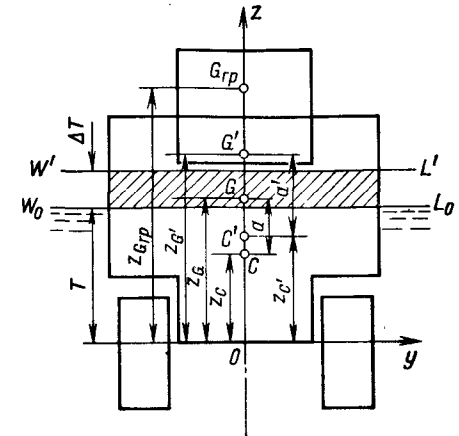
Новое значение a' будет отличаться от первоначального a на величину Δa

$$\Delta a = a' - a = \Delta Z_G - \Delta Z_C, \quad (11)$$

где $\Delta Z_G = Z_{G'} - Z_G$ и $\Delta Z_C = Z_{C'} - Z_C$.

Из выражений (10) и (11) следует, что если $\Delta a = 0$, что может быть при $\Delta Z_G = \Delta Z_C$, то метацентрические радиусы и высоты при приеме груза и соблюдении условия прямолинейности корпуса не изменятся, но восстанавливающий момент и коэффициенты остойчивости вследствие увеличения веса машины из-за

Рис. 16. Схема для расчета приема груза, центр тяжести которого располагается на одной вертикали с центром тяжести машины



принятого груза возрастут. Из этих выражений видно также влияние расположения груза по высоте ($Z_{G_{ГР}}$) на коэффициенты остойчивости: чем выше расположен центр тяжести принятого груза, тем хуже остойчивость, и, наоборот, чем ниже центр тяжести — тем лучше.

Формулы (10) и (11) можно использовать для анализа влияния изменения веса груза и координат его центра тяжести на параметры остойчивости при различной высоте расположения грузовой платформы машин.

Второй характерный случай приема груза условно можно рассматривать как процесс, объединяющий две последовательные грузовые операции: первая — "прием груза в точку", расположенную на одной вертикальной линии с центром тяжести машины; вторая — перемещение груза в горизонтальной плоскости в какую-то точку с координатами x , y . После окончания первой операции машина, как было установлено ранее, получает новое углубление корпуса без изменения крена и дифферента и новые значения метацентрических высот и коэффициентов остойчивости, величина которых будет зависеть от веса принятого груза и высоты расположения его центра тяжести относительно центра тяжести машины без груза.

После окончания второй операции возникают моменты вследствие перемещения груза, которые приводят к появлению крена и дифферента. Углы крена и дифферента в этом случае определяются по формулам

$$\theta = \arcsin \frac{G_{ГР} y}{(G_M + G_{ГР}) h'}; \quad \psi = \arcsin \frac{G_{ГР} x}{(G_M + G_{ГР}) H'},$$

где x и y — величина перемещения груза относительно соответствующих осей координат; h' и H' — метацентрические высоты после выполнения первой операции приема груза.

Влияние вертикального перемещения груза на начальную остойчивость. Как и ранее, примем допущение, что корпус машины имеет "углубление на ровный киль". В этом случае перемещение груза вдоль оси аппликата не создает момента, способного вызвать наклонение машины. Поэтому углубление ее корпуса при таком перемещении груза не изменится, если из-за положительной остойчивости машина будет, как и ранее, находиться в устойчивом равновесии.

Изменение метацентрических высот при вертикальном перемещении груза вверх или вниз определяется как сумма изменений их отдельных составляющих

$$\Delta h = \Delta Z_m - \Delta Z_G; \Delta H = \Delta Z_m - \Delta Z_G.$$

При постоянном углублении корпуса машины $\Delta Z_m = \Delta Z_M = 0$ и вследствие этого

$$\Delta h = \Delta H = -\Delta Z_G. \quad (12)$$

Известно, что если в системе материальных тел одно из них перемещается в каком-либо направлении, то центр тяжести всей системы переместится в этом же направлении, причем величина перемещения будет прямо пропорциональна весу груза и его перемещению и обратно пропорциональна весу всей системы тел. Применительно к случаю вертикального перемещения груза на машине

$$\Delta Z_G = G_{гр} (z_2 - z_1) / (G_M + G_{гр}), \quad (13)$$

где z_1 и z_2 — аппликаты центра тяжести груза соответственно до и после перемещения, м.

Тогда

$$\Delta h = \Delta H = -G_{гр} (z_2 - z_1) / (G_M + G_{гр}). \quad (14)$$

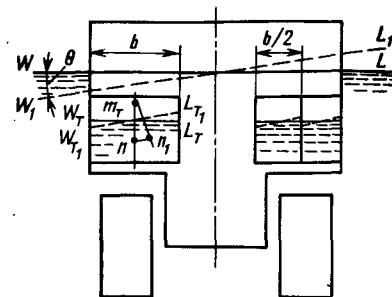
Последнее выражение показывает, что перемещение груза по вертикали вверх ($z_2 > z_1$) приводит к уменьшению метацентрической высоты, а перемещение вниз — к ее увеличению. Последствия вертикального переноса большого груза на малое расстояние аналогичны последствиям перемещения малого груза на большое расстояние; чем больше водоизмещение машины, тем больший груз можно перемещать на большее расстояние вверх без опасения потери устойчивости по сравнению с машинами малого водоизмещения.

Влияние жидкого груза на начальную устойчивость. При эксплуатации машин в корпусе могут быть два вида жидкого груза: полезный — топливо в баках системы питания, и вредный — забортная вода, поступившая в корпус через повреждения. Влияние жидких грузов на параметры начальной устойчивости существенно, особенно забортной воды. Поэтому качественная и количественная оценки влияния воды, находящейся в корпусе, на устойчивость имеют важное значение для прогнозирования изменения устойчивости вообще и ухудшения в частности устойчивости машин с позиций непотопляемости.

При наклонах машины в любой плоскости забортная вода в корпусе и топливо в баках переливаются в сторону наклона. Вследствие этого меняется форма пространства, которое занимают вода и топливо, что приводит к смещению центра тяжести, изменению формы площади свободной поверхности жидкости в корпусе и баках и, как следствие, к ухудшению устойчивости.

Влияние перемещения центра тяжести и формы пространства, которое занимает топливо в баках, на устойчивость оценивается сравнительно просто. Предположим, что на машине имеется два топливных бака (рис. 17). Баки не полностью заполнены топливом, и, следовательно, топливо имеет свободную поверхность

Рис. 17. Схема влияния свободной поверхности топлива в баках на устойчивость



$W_T L_T$, параллельную ватерлинии машины WL . Если условно наклонить машину на малый угол θ , то свободная поверхность топлива в баках займет положение $W_T L_T$, параллельное новой ватерлинии $W_1 L_1$. Так как угол θ мал, то можно полагать, что перемещение центра тяжести топлива из точки n в точку n_1 происходит по дуге окружности с центром в точке m_T , в которой пересекаются линии направлений действия веса топлива до и после наклона машины. Точку m_T можно рассматривать как метациентр топлива в баке, и тогда отрезок $m_T n$ является его метацентрическим радиусом. По аналогии с формулой (4) этот отрезок может быть найден по выражению

$$r_T = m_T n = m_T n_1 = i_x / V_T,$$

где i_x — момент инерции площади свободной поверхности топлива относительно продольной оси, параллельной координатной оси OX ; V_T — объем топлива в баке.

Вследствие перемещения центра тяжести топлива в баке будет создаваться кренящий момент

$$M_{кр} = G_T r_T \sin \theta,$$

который уменьшает $M_{вос}$ машины. Если кренящий момент от действия внешних сил и кренящий момент вследствие перемещения топлива в баках одного знака, то

$$M_{вос} = Gh_0 \sin \theta - G_T r_T \sin \theta = \{G[(J_x - \Sigma i_x) / V - a] - G_T r_T\} \sin \theta. \quad (15)$$

Метацентрические высоты в положении первоначального равновесия машины из-за появления свободных поверхностей топлива в баках уменьшаются и поэтому определяются по формулам

$$h = (J_x - \Sigma i_x) / V - a; H = (J_y - \Sigma i_y) / V - a.$$

Для уменьшения отрицательного влияния свободных поверхностей топлива на поперечную устойчивость целесообразно выполинять в баках продольные перегородки или придавать бакам более узкую и вытянутую вдоль продольной оси машины форму. Если бак разделен продольной перегородкой на две равные части (рис. 17, правая часть), то вместо момента инерции $i_x = lb^3/12$ в формулу (15) необходимо подставить суммарный момент инерции свободных поверхностей топлива в двух половинах бака, т. е. $\Sigma i_x = lb^3/48$.

Труднее расчетным путем оценить ухудшение устойчивости, обусловленное попаданием в корпус забортной воды, прежде всего потому, что из-за расположения в нижней части корпуса ниш, узлов и агрегатов силовой установки, трансмиссии, ходо-

вой части и приводов управления трудно определить форму и площадь свободной поверхности воды и, следовательно, рассчитать ее моменты инерции. Расчет параметров остойчивости при поступлении в корпус забортной воды затрудняется также тем, что накопление в корпусе воды сопровождается изменением дифферента, а в некоторых случаях и появлением крена. Кроме того, следует учитывать, что рассчитываемые поправки к метацентрическим высотам можно считать действительными только в пределах очень малых углов наклонов. Это объясняется тем, что площади свободной поверхности воды в корпусе по мере наклона машины достаточно резко уменьшаются. Соответственно будут уменьшаться и моменты инерции площадей свободной поверхности воды, а следовательно, и поправки к метацентрическим высотам.

Поправки к метацентрическим высотам могут быть найдены по формулам

$$\Delta h = \left(\frac{J_x}{V} - a \right) - \left(\frac{J_x - i_x}{V + V_B} - a' \right);$$

$$\Delta H = \left(\frac{J_y}{V} - a \right) - \left(\frac{J_y - i_y}{V + V_B} - a' \right),$$

где V_B — количество воды в корпусе, m^3 ; a' — разность аппликат центра тяжести и центра величины машины с учетом воды в корпусе.

Для расчета суммарного момента инерции площадей свободной поверхности воды в корпусе необходимо предварительно определить, используя чертежи общей компоновки, формы свободных поверхностей воды, скопившейся на днище, задаваясь условно ее объемом. Затем выявленные очертания свободной поверхности воды разбивают на простейшие геометрические фигуры, размеры и формы которых дают возможность рассчитать моменты инерции. Расчет моментов инерции простейших геометрических фигур можно проводить по формулам, приведенным в табл. 1.

Для определения угла дифферента из-за поступления воды в корпус может быть использована формула

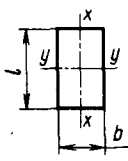
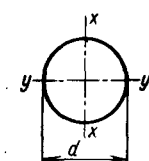
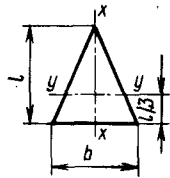
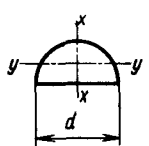
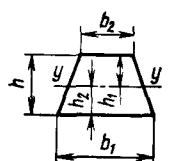
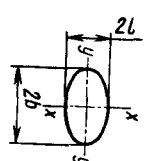
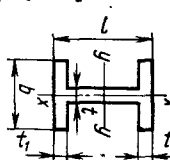
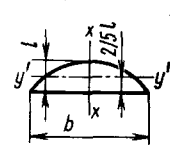
$$\psi = \arcsin \frac{G_B l_B}{(G + G_B) H'},$$

где G_B — вес воды, поступившей в корпус; l_B — расстояние в продольной плоскости между центром тяжести машины и центром тяжести поступившей воды; H' — продольная метацентрическая высота машины с учетом поправки на наличие воды в корпусе.

По аналогичному выражению, если вода, поступившая в корпус, вызывает крен, может быть рассчитан угол крена.

Трудоемкость оценки влияния воды в корпусе на параметры начальной остойчивости и недостаточная ее точность обуславливают выполнение этой оценки в большинстве случаев экспериментальным путем на моделях или натуральных машинах.

Расчет крена машины при движении по криволинейной траектории. Крен машин при движении по криволинейной траектории

Фигура	Моменты инерции	Фигура	Моменты инерции
Прямоугольник 	$J_x = lb^3/12$ $J_y = bl^3/12$	Круг 	$J_x = J_y = \pi d^4/64$
Треугольник 	$J_x = lb^3/48;$ $J_y = bl^3/36$	Полукруг 	$J_x = J_y = \pi d^4/128$
Трапеция 	$h_1 = \frac{h}{3} \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2};$ $h_2 = \frac{h}{3} \frac{2b_2 + b_1}{b_2 + b_1};$ $J_y =$ $= \frac{h^3 (b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2)}{36 (b_1 + b_2)}$	Эллипс 	$J_x = \pi l b^3/4$ $J_y = \pi b l^3/4$
Симметричный двутавр 	$J_x = \frac{b^3 t_1}{6};$ $J_y = \frac{l^2}{2} (bt_1 + \frac{lt}{6})$ при $l \gg t_1$	Параболический сегмент 	$J_x = \frac{lb^3}{30};$ $J_y = \frac{16}{105} bl^3;$ $J_y' = \frac{8}{175} bl^3$

(на циркуляции) обусловлен в основном воздействием центробежной силы инерции J_c , возникающей при этом. Одновременно с центробежной силой на подводную часть машины действует сила гидродинамического давления воды N , точку приложения которой можно считать расположенной на высоте $T_0/2$ (рис. 18). Так как вычисление силы гидродинамического давления воды, действующей в поперечной плоскости, затруднительно, то удобнее составлять уравнение моментов относительно

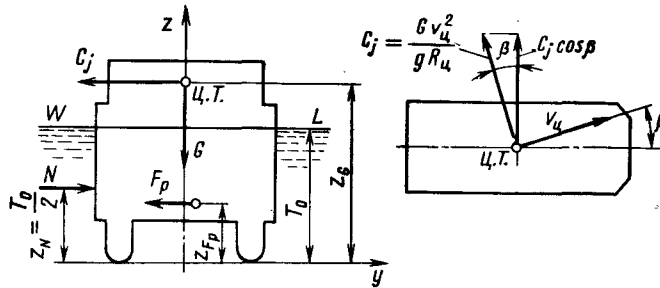


Рис. 18. Схема сил, определяющих крен машины в процессе циркуляции

продольной оси, проходящей в плоскости приложения гидродинамической силы. Тогда кренящий момент, действующий на машину,

$$M_{кр} = \frac{G v_{ц}^2}{g R_{ц}} (Z_G - Z_N) \cos \beta, \quad (16)$$

где $v_{ц}$ — скорость машины на установившейся циркуляции; $R_{ц}$ — радиус установившейся циркуляции; Z_N — аппликата точки приложения гидродинамической силы; β — угол дрейфа машины на установившейся циркуляции.

Из равенства кренящего момента, рассчитанного по формуле (16), и восстанавливающего момента, найденного по выражению (4), можно получить формулу для определения угла крена на установившейся циркуляции

$$\theta = \arcsin \left[\frac{v_{ц}^2}{g R_{ц} h_0} (Z_G - Z_N) \cos \beta \right]. \quad (17)$$

Плавающие машины имеют различные по конструкции движительно-рулевые комплексы, с помощью которых создаются поворачивающие моменты, обеспечивающие движение по криволинейной траектории. Формулы (16) и (17) составлены в предположении, что поперечные силы F_p , создаваемые движительно-рулевыми комплексами, малы по сравнению с центробежной силой. Если эти силы существенны, они должны быть учтены в выражениях (16) и (17) введением дополнительного члена.

3.3. РАСЧЕТ ПРИ БОЛЬШИХ НАКЛОНЕНИЯХ

Анализ остойчивости при больших углах наклона преследует цель проверить степень безопасности плавания машин в условиях, при которых возможны наклоны в произвольной плоскости на большие углы.

Остойчивость машин при больших углах наклона, так же как и при малых, оценивается величиной восстанавливающего момента. Причем минимальная остойчивость машины будет характерна, как и при малых наклонах, для крена. Большие углы дифферента машин, несмотря на сопутствующие им значительные восстанавливающие моменты, могут быть опасны для плавания вследствие заливаемости носовой и особенно кормо-

вой части машины и попадания забортной воды внутрь корпуса через его борта.

Следует отметить, что при больших углах наклона корпус машины уже нельзя считать прямолинейным, и поэтому нельзя использовать метод начальной остойчивости, базирующейся на положении о равнообъемных ватерлиниях. В этих случаях для каждого наклона необходимо находить действительное положение новой ватерлинии, которое отражает и наклон корпуса, и дополнительное его погружение (или частичное всплытие) вследствие изменения формы подводной части корпуса и нарушения статического равновесия машины на плаву.

Нельзя также принимать при больших наклонах проекцию траектории центра величины машины на плоскость мидель-шпангоута за дугу окружности, как при малых наклонах. В общем случае траектория центра величины имеет переменную кривизну, метациентр — значение мгновенного ее центра, а метациентрический радиус будет мгновенным радиусом кривизны. Поэтому необходимо рассчитывать траекторию метациентра или ее проекцию на плоскость мидель-шпангоута. У некоторых машин при больших углах крена центр величины перемещается и в продольном направлении, что создает дополнительный дифференцирующий момент, который называют деривационным. Вследствие этого крен машины на большие углы сопровождается появлением дополнительного угла дифферента. Но обычно в проектных расчетах влияние деривационного момента не учитывается.

При наклонах машины на некоторый угол θ плечо статической остойчивости (рис. 19), равное длине перпендикуляра, опущенного из центра тяжести машины на линию действия силы плавучести, будет определяться выражением

$$l = G_0 K = C_0 N - C_0 F = C_0 M + MN - C_0 F$$

или

$$l = y_C \cos \theta + (Z_C - Z_{C_0}) \sin \theta - (Z_{G_0} - Z_{C_0}) \sin \theta. \quad (18)$$

Первые два члена выражения (18) представляют собой статическое плечо остойчивости формы, поскольку зависят только от изменения формы подводного объема машины. Третий член этого выражения называется статическим плечом остойчивости веса, так как зависит исключительно от положения центра тяжести машины в начальном положении равновесия. Учитывая, что $Z_{G_0} - Z_{C_0} = a$, выражение (18) можно переписать в виде

$$l = y_C \cos \theta + (Z_C - Z_{C_0}) \sin \theta - a \sin \theta. \quad (19)$$

Для расчета плеча статической остойчивости необходимо определить изменение координат центра величины при наклоне машины. С этой целью машину, имеющую угол крена θ (рис. 20), можно наклонить на бесконечно малый угол $d\theta$ и считать, что изменение метациентрического радиуса в пределах этого малого угла несущественно. Тогда можно полагать, что состояние, на которое переместился центр величины из точки C в точку C_1 , бу-

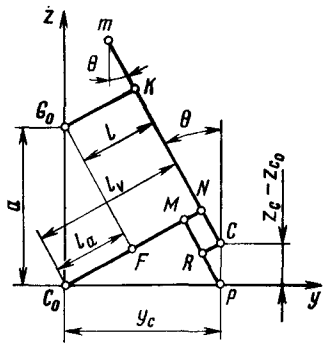


Рис. 19. Схема аналитического определения плеча статической устойчивости

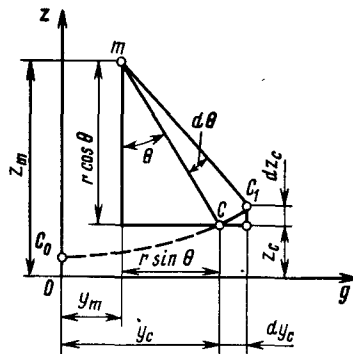


Рис. 20. Координаты центра величины

дет равно $CC_1 = r_\theta d\theta$. При этом изменение координат центра величины будет определяться выражениями

$$dY_C = CC_1 \cos \theta = r_\theta \cos \theta d\theta;$$

$$dZ_C = CC_1 \sin \theta = r_\theta \sin \theta d\theta.$$

Интегрирование этих выражений в пределах изменения угла крена дает координаты текущих положений центра величины

$$Y_C = \int_0^\theta r_\theta \cos \theta d\theta; \quad (20)$$

$$Z_C = Z_{C_0} + \int_0^\theta r_\theta \sin \theta d\theta. \quad (21)$$

Для нахождения зависимости плеча статической устойчивости от угла крена нужно последовательно рассматривать наклоны машины через $5-10^\circ$ и при каждом из них находить положение ватерлинии, моменты инерции ее площади и мгновенные метацентрические радиусы. Найденные значения метацентрических радиусов при каждом расчетном наклонении используют для расчета координат центра величины по формулам (20) и (21), а затем по формуле (19) определяют плечо статической устойчивости.

Существует несколько способов расчета параметров устойчивости при больших углах крена. В некоторых случаях для уменьшения времени, затрачиваемого на расчеты, особенно для машин, углы заливаемости которых не превышают или незначительно превышают углы крена, рассчитанные по выражению (2), можно использовать приближенные формулы для определения начального участка кривых диаграммы статической и динамической устойчивости. При прямостенных формах корпуса для построения начального участка диаграммы статической устойчивости может быть использовано выражение

$$l = r(1 + 0,5 \operatorname{tg}^2 \theta) \sin \theta - a \sin \theta$$

и соответственно для начального участка диаграммы динамической устойчивости

$$l_d = r \int_0^\theta (1 + 0,5 \operatorname{tg}^2 \theta) \sin \theta d\theta - a(1 - \cos \theta).$$

Для приближенного определения при крене плеча устойчивости формы в пределах углов заливаемости может быть использована также формула В. Г. Власова

$$l_\Phi = Y_{90} f_1(\theta) + (Z_{90} - Z_{C_0}) f_2(\theta) + r_0 f_3(\theta) + r_{90} f_4(\theta), \quad (22)$$

где Y_{90} и Z_{90} — координаты центра величины при условном наклонении машины на 90° ; Z_{C_0} — аппликата центра величины машины в начальном положении равновесия; r_0 и r_{90} — метацентрические радиусы машины соответственно в начальном положении равновесия и при крене на 90° .

Для расчета r_{90} , Y_{90} , Z_{90} машина наклоняется на 90° , а корпус условно считается полностью герметичным по полу грузовой платформы (рис. 21). Входящие в выражение (22) функции f_1 , f_2 , f_3 и f_4 представляют собой тригонометрические функции от угла крена, их численные значения приведены ниже.

$\theta, ^\circ$	10	20	30	40
$f_1(\theta)$	0,050	0,387	0,840	1,297
$f_2(\theta)$	-0,036	-0,241	-0,556	-0,722
$f_3(\theta)$	0,151	0,181	0,081	-0,069
$f_4(\theta)$	0,010	0,062	0,135	0,155

Плечо статической устойчивости представляет собой разницу между плечом устойчивости формы и плечом устойчивости веса. Поэтому из полученных значений плеча устойчивости формы необходимо вычитать значения плеча устойчивости веса при тех же углах крена

$$l = l_\Phi(\theta_i) - a \sin \theta_i.$$

Полученные значения статического плеча устойчивости дают возможность построить начальный участок диаграммы статической устойчивости.

Для более точных расчетов устойчивости при больших углах наклона в тех случаях, когда объем надводной части корпуса не очень сильно отличается от объема подводной части, т. е. статический запас плавучести примерно равен объемному водоизмещению машины, рекомендуется использовать способ, предложенный А. Н. Крыловым, который сравнительно прост и дает достаточно точные результаты [7].

Ниже приведена последовательность расчета по этому способу.

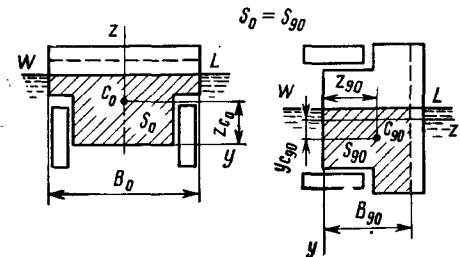


Рис. 21. Схема расчета параметров устойчивости приближенным способом

няется прямой линией с началом координат. Если прямая линия OC не пересекает диаграмму динамической остойчивости, то это свидетельствует о том, что машина под действием внешнего момента опрокидывается. При пересечении линией OC диаграммы динамической остойчивости точка M определяет угол динамического крена $\theta_{дин}$, при котором равны работы внешнего и восстанавливающего моментов. Вторая точка P пересечения диаграммы динамической остойчивости физического смысла не имеет.

Для определения минимального опрокидывающего момента, при воздействии которого машина находится на грани опрокидывания, следует провести из начала координат касательную к диаграмме динамической остойчивости до пересечения ее в точке E с ординатой работы, проведенной из точки наклона в 1 рад. Отрезок этой ординаты от оси углов наклона до точки пересечения ее с касательной даст в масштабе работы значение минимального опрокидывающего момента, а ордината точки касания F соответствует предельному углу динамического крена $\theta_{дин.пред}$ под действием этого момента.

4. НЕПОТОПЛЯЕМОСТЬ

При конструировании машин необходимо принимать во внимание возможность повреждения их корпусов в процессе эксплуатации. Повреждения приводят к ухудшению или потере водоходных качеств. Особенно опасны повреждения подводной части корпусов, при которых в корпус поступает забортная вода. Поэтому при конструировании машины должны быть заранее проанализированы последствия поступления забортной воды в корпус и разработаны конструктивные меры, препятствующие ухудшению водоходных качеств машины в этих условиях.

Под непотопляемостью поврежденной машины, в корпус которой поступает забортная вода, понимается возможность продолжения движения и достижения берега за счет поддержания в необходимой мере таких качеств, как плавучесть, остойчивость, ходкость и управляемость. При оценке непотопляемости машин необходимо определить: во-первых, как изменяются водоходные качества машины (особенно плавучесть и остойчивость) при поступлении в корпус через его повреждения забортной воды, и, во-вторых, что можно и целесообразно предпринять для того, чтобы ухудшение водоходных качеств было незначительным и не препятствовало бы продолжению движения машины.

Целью конструктивного обеспечения непотопляемости является придание машине при ее проектировании и постройке качеств, обеспечивающих заданный или желаемый уровень непотопляемости. При этом следует иметь в виду, что обеспечение требуемого уровня плавучести и остойчивости при поступлении в корпус воды в большинстве случаев гарантирует несущественные изменения параметров ходкости и управляемости машин.

Конструктивные решения по обеспечению непотопляемости машин можно разбить на следующие три группы:

придание машине достаточных запасов плавучести, остойчивости и прочности;

ограничение потерь запасов плавучести и остойчивости при повреждениях подводной части корпуса посредством разделения корпуса машины поперечными, продольными и горизонтальными переборками на водонепроницаемые отсеки, установки водоотливных устройств большой подачи, заполнения свободных объемов корпуса труднозатопляемыми материалами и др.;

обеспечение работы экипажа по поддержанию на необходимом уровне непотопляемости машины. К этой группе решений относятся контроль за поступлением забортной воды в корпус, надежные включение и работа водоотливных устройств, причем часть водоотливных устройств должна включаться автоматически при достижении забортной водой в корпусе определенного уровня, возможность хорошего доступа к внутренней поверхности подводной части корпуса для осмотра и заделки повреждений (деревянные пробки и клинья, пластыри и специальные подушки из водонепроницаемого материала) и др.

4.1. РАСЧЕТ НЕПОТОПЛЯЕМОСТИ МАШИН

Корпуса машин при расчетах непотопляемости можно разделить на две конструктивные схемы: корпуса с водонепроницаемыми отсеками и корпуса без отсеков.

В теории непотопляемости затопленные отсеки в зависимости от вида затопления подразделяются на категории. Отсеком первой категории называется отсек, полностью затопленный (рис. 24, а). Отсеком второй категории называется частично затопленный отсек, не имеющий сообщения с забортной водой (рис. 24, б). Отсеком третьей категории принято называть отсек, затопленный частично и сообщающийся с забортной водой. Уровень воды в отсеке третьей категории совпадает с ватерлинией поврежденной машины, а воздушная подушка в отсеке не создается из-за свободной связи отсека с атмосферным воздухом (рис. 24, в). Перечисленные отсеки первой, второй и третьей категорий считаются основными. К отсекам четвертой категории относят отсеки третьей категории, но не имеющие сообщения с атмосферой (рис. 24, г). В таких отсеках уровень воды несколько ниже уровня ватерлинии поврежденной машины за счет создания воздушной подушки. Отсеками пятой категории называются отсеки второй категории со сливающейся за борт водой при наклонении судна. Особенностью таких отсеков является то, что при наклонениях уровень воды в них всегда проходит через кромку отверстия слива воды за борт (рис. 24, д). К отсекам пятой категории относятся также отсеки четвертой категории, воздушная подушка в которых уменьшается по мере наклонения судна в результате стравливания воздуха через шпигаты (отверстия в палубе) и открытые кингстоны (клапаны в подводной части).

Следует иметь в виду, что при изменении углубления корпуса машины категория затопленного отсека может меняться. Для расчетов непотопляемости очень важно знать границы перехода отсеков из незатопленных в затопленные, а также границы перехода из одной категории в другую. При расчетах необходимо учитывать, что действительные объемы отсеков, затопляемые забортной водой, всегда меньше теоретического объема $V_{от.т}$, так как во всех отсеках размещаются различные агрегаты, устройства и системы. Отношение $\mu_V = V_{от}/V_{от.т}$ называется коэффициентом проницаемости (или коэффициентом заполнения) затопленного отсека. Площадь F поверхности воды в затопленном отсеке также может отличаться от теоретической площади F_T , так как определенную ее часть будут составлять площади сечений агрегатов и систем, находящихся в отсеке. Отноше-

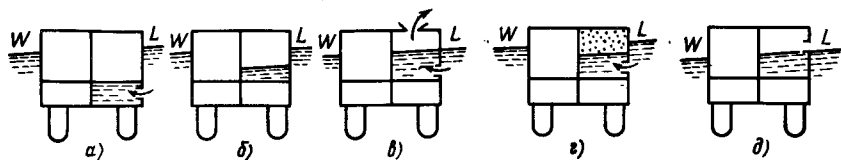


Рис. 24. Категории отсеков

ние $\mu_F = F/F_T$ называется коэффициентом проницаемости (заполнения) ватерлинии затопленного отсека.

При расчете собственных моментов инерции площади поверхности воды в затопленном отсеке также необходимо вводить поправочные коэффициенты

$$\mu_{i,x} = i_x/i_{xT}; \mu_{i,y} = i_y/i_{yT}.$$

Коэффициенты μ_V , μ_F , $\mu_{i,x}$ и $\mu_{i,y}$ для одного и того же уровня воды в затопленном отсеке различны, но при практических расчетах непотопляемости этим пренебрегают и приближенно считают, что

$$\mu_F \approx \mu_{i,x} \approx \mu_{i,y} \approx \mu_V.$$

Коэффициенты проницаемости являются также функцией уровня воды в затопленном отсеке, но это в большинстве случаев не учитывают. Поэтому необходимые для расчетов непотопляемости объемы воды, площади свободных поверхностей воды и моменты инерции этих площадей подсчитывают по выражениям

$$V_{от} = \mu_V V_{от.т}; F = \mu_S F_T;$$

$$i_x = \mu_{i,x} i_{xT}; i_y = \mu_{i,y} i_{yT}.$$

Для ориентировочных расчетов непотопляемости для силовых отсеков $\mu_V = 0,65 \div 0,85$. Для более точных расчетов непотопляемости коэффициенты проницаемости нужно определять специальными расчетами.

Оценить статическое равновесие поврежденной машины можно двумя методами. Во-первых, поступившую в корпус воду можно рассматривать как принятый груз. В этом случае водоизмещение машины с поврежденным корпусом будет больше водоизмещения неповрежденной машины на вес поступившей воды, а центр тяжести машины будет иметь другие координаты. Такой метод оценки статического равновесия поврежденной машины называется методом приема груза. Во-вторых, можно также считать, что при повреждении корпуса машины ее вес остается неизменным, а меняется только форма подводного объема корпуса. Такой метод называется методом исключения или методом постоянного водоизмещения, так как весовое водоизмещение и положение координат центра тяжести машины остаются неизменными, а меняются только координаты центра величины машины.

Оба метода оценки статического равновесия поврежденной машины равноправны, но в одних случаях более удобен метод приема груза, а в других — метод постоянного водоизмещения.

Рассмотрим случай, когда отсек затоплен полностью и вода в нем перемещаться не может (рис. 25, а). В этом случае для оценки изменения осадки машины и параметров ее устойчивости более целесообразным является метод приема груза. Вес воды в затопленном отсеке

$$p = V_{от.т} \mu_V \gamma_B.$$

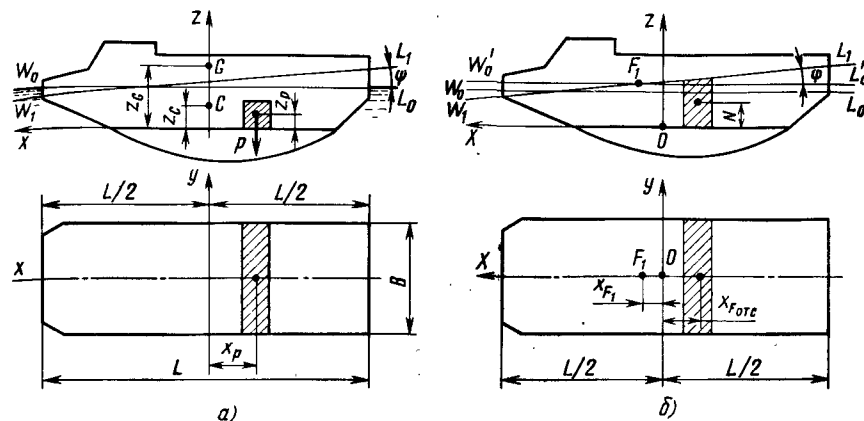


Рис. 25. Схема затопления отсека: а — 1-й категории; б — 3-й категории

Изменение средней осадки машины

$$\Delta T = p/(\gamma_B F_{WL}).$$

Угол дифферента машины при затоплении отсека может быть найден по выражению

$$\psi = \arcsin \frac{px_p}{(G + p)H_1},$$

где H_1 — продольная метацентрическая высота после затопления отсека.

Изменение осадки носа и кормы корпуса можно найти по формулам

$$\Delta T_H = \Delta T - 0,5L \operatorname{tg} \psi; \Delta T_K = \Delta T + 0,5L \operatorname{tg} \psi.$$

Новые метацентрические высоты после затопления отсека

$$h_1 = \frac{L_1 B_1^3}{12(V + p/\gamma_B)} - a'; H_1 = \frac{B_1 L_1^3}{12(V + p/\gamma_B)} - a',$$

где V — объемное водоизмещение машины до затопления отсека; L_1 — длина ватерлинии после затопления отсека; a' — разность координат центра тяжести и центра величины машины после затопления отсека.

Величину a' можно найти по выражению

$$a' = Z_{ц.т.1} - Z_{ц.в.1} = \frac{GZ_{ц.т.0} + pZ_p}{G + p} - \frac{VZ_{ц.в.0} + Z_{\Delta V} p/\gamma_B}{V + p/\gamma_B},$$

где $Z_{ц.т.0}$ и $Z_{ц.в.0}$ — соответственно аппликаты центра тяжести и центра величины машины до затопления отсека; $Z_{\Delta V}$ — аппликата центра величины дополнительного объема водоизмещения корпуса из-за затопления отсека.

Отсеки могут быть разделены продольными перегородками на секции. В этом случае затопление бортовой секции отсека при-

водит к появлению угла крена, кроме угла дифферента. Угол крена машины может быть определен по формуле

$$\theta = \arcsin \frac{p y_p}{(G + p) h_1},$$

где y_p — ордината центра тяжести воды в затопленном отсеке; h_1 — поперечная метацентрическая высота после затопления отсека.

При затоплении отсека уменьшается также статический и динамический запасы плавучести. Если у машины после затопления отсека изменяется только дифферент, статический запас плавучести может быть определен по выражению

$$V_{з.п.с1} = V_{з.п.с0} - (H_{н.б} - \Delta T_K) B_1 L_1.$$

Другой случай затопления отсеков, наиболее часто встречающийся в процессе эксплуатации машин, — затопление отсеков второй и третьей категорий. К этому случаю следует также отнести и затопление машин, не имеющих отсеков.

Для рассмотрения не полностью затопленных отсеков машин следует ввести понятия начальных, потерянных и действующих элементов площадей ватерлиний и подводного объема поврежденной машины.

Начальными элементами площадей ватерлиний и подводного объема называются элементы, характерные для машины с неповрежденным водонепроницаемым корпусом, погруженным по расчетную ватерлинию и имеющим определенные углубление, дифферент и в некоторых случаях крен.

Потерянными элементами площадей ватерлиний и подводного объема принято называть отрицательные приращения этих величин для той же ватерлинии, вызванные попаданием воды в корпус и затоплением отсеков.

Действующими элементами площадей ватерлиний и подводного объема называются элементы, полученные путем исключения потерянных элементов из начальных.

Для оценки влияния затопления отсеков третьей категории на изменение параметров плавучести и остойчивости машин более удобно использовать метод постоянного водоизмещения.

Предполагают, что на машине, "сидящей на ровном киле" с углублением по ватерлинию $W_0 L_0$, затоплен отсек третьей категории (рис. 25, б). Отсек открыт сверху и сообщается с заборной водой через повреждения корпуса. Условно полагают, что дифферент и крен машины под воздействием условного внешнего момента не изменяются. Используя метод постоянного водоизмещения, можно найти изменение углубления корпуса из уравнения

$$V_0 = V_0 - V_B + (F_0 - F_{отс}) \Delta T, \quad (23)$$

где V_0 — объемное водоизмещение машины до затопления отсека; V_B — объем воды в затопленном по начальную ватерлинию отсеке; $F_{отс}$ — потерянная площадь ватерлинии $W_0 L_0$; F_0 — площадь ватерлинии $W_0 L_0$; ΔT — приращение углубления корпуса.

Решая уравнение (23) относительно ΔT , можно найти

$$\Delta T = V_B / (F_0 - F_{отс}),$$

где $(F_0 - F_{отс})$ — действующая площадь ватерлинии.

При использовании метода постоянного водоизмещения координаты центра тяжести машины не изменяются, поэтому приращение начальных метацентрических высот будет определяться выражениями

$$\Delta h_1 = \Delta r + \Delta Z_C; \quad \Delta H_1 = \Delta R + \Delta Z_C. \quad (24)$$

После затопления отсека форма подводной части корпуса изменяется в результате приращения объема корпуса между ватерлиниями $W_0 L_0$ и $W'_0 L'_0$, равного по величине объему воды в затопленном отсеке. Поэтому приращение аппликаты центра величины может быть найдено из уравнения моментов

$$V_0 (Z_C + \Delta Z_C) = V_0 Z_C - V_B Z + V_B (T + 0,5 \Delta T);$$

$$\Delta Z_C = V_B (T + 0,5 \Delta T - Z) / V_0. \quad (25)$$

Для определения приращения метацентрических радиусов необходимо найти координаты центра тяжести действительной площади ватерлинии

$$x_{F_1} = (F_0 x_{F_0} - F_{отс} x_{F_{отс}}) / (F_0 - F_{отс}); \quad y_{F_1} = 0,$$

где $x_{F_{отс}}$ — абсцисса центра тяжести потерянной площади ватерлинии.

Значения центральных моментов инерции для действующей ватерлинии равны

$$J'_x = J_x - i_{xp}; \quad J'_y = J_y - i_{yp},$$

где i_{xp} и i_{yp} — потерянные моменты инерции площади воды в отсеке.

Эти моменты определяются по формулам

$$i_{xp} = i_{F_{отс} x};$$

$$i_{yp} = i_{F_{отс} y} + F_{отс} x_{F_{отс}}^2 + (F_0 - F_{отс}) x_{F_1}^2.$$

Приращения начальных метацентрических радиусов

$$\Delta r = -i_{xp} / V_0; \quad \Delta R = -i_{yp} / V_0. \quad (26)$$

После подстановки выражений (25) и (26) в формулы (24) окончательно определяются приращения начальных метацентрических высот

$$\Delta h_1 = \frac{V_B}{V_0} \left(T + \frac{\Delta T}{2} - Z - \frac{i_{xp}}{V_B} \right);$$

$$\Delta H_1 = \frac{V_B}{V_0} \left(T + \frac{\Delta T}{2} - Z - \frac{i_{yp}}{V_B} \right).$$

Угол дифферента после затопления отсека

$$\psi = \arcsin \frac{V_B (X_{C_1} - X_{C_0})}{V_0 (H + \Delta H_1)}.$$

Углубления корпуса машины после затопления отсека

$$T_{н1} = T + \Delta T - (0,5L - X_{F1}) \operatorname{tg} \psi;$$

$$T_{к1} = T + \Delta T + (0,5L + X_{F1}) \operatorname{tg} \psi.$$

При затоплении носового отсека изменяются знаки перед третьими членами этих выражений. Если в отсеке имеется продольная переборка, то необходимо определить крен машины. Необходимо также определить статический запас плавучести машины и убедиться в возможности движения машины по воде.

Затопление отсеков второй категории или попадание забортной воды в корпус машины, не имеющей отсеков, равносильно приему жидкого груза. Поэтому влияние такого затопления на углубление корпуса и параметры остойчивости можно оценить по формулам, приведенным в разд. 3.2.

4.2. ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ДВИЖЕНИЯ МАШИН ПО ВОДЕ ПРИ ПОВРЕЖДЕНИИ КОРПУСА

Плавающие машины, как правило, преодолевают сравнительно небольшие по ширине водные участки местности. Поэтому выход на берег или достижение мелководья, когда машина касается подводного грунта сухопутным движителем, также является в большинстве случаев доступной и надежной мерой обеспечения непотопляемости машины.

Учитывая, что эта мера сочетается с выполнением основной задачи — преодолением водного участка с транспортируемым грузом, можно и нужно рассматривать все вопросы непотопляемости машин с позиций возможности достижения ими противоположного берега водного участка.

Непотопляемость машин зависит от многих конструктивных решений и эксплуатационных параметров. Из конструктивных решений следует отметить статический и динамический запасы плавучести, разделение корпуса на водонепроницаемые отсеки, подачу водоотливных устройств, прочность корпуса и др. Из эксплуатационных параметров — скорость движения по воде, ширину водного участка, глубину воды, скорость течения, скорость и направление распространения волн, балльность волнения и др.

Для оценки непотопляемости машины и влияния на нее различных конструктивных и эксплуатационных параметров можно составить уравнение непотопляемости, положив в его основу зависимости и соотношения между количеством забортной воды, поступающей в корпус, подачей водоотливных устройств и запасом плавучести машины:

$$V_{д.з.п} + \tau \sum_{1}^{n=i} Q_{vi} \geq t \sum_{1}^{n=i} V_{vi}, \quad (27)$$

где $V_{д.з.п}$ — динамический запас плавучести, m^3 ; Q_{vi} — подача водоотливных устройств машины, m^3/c ; τ — время работы водоотливных устройств, с; V_{vi} — расход забортной воды, поступающей в корпус через единичное повреждение, m^3/c ; t — время, в течение которого через повреждения в корпус поступает вода, с.

Введение в уравнение (27) динамического запаса плавучести обусловлено тем, что машина, не утратившая плавучести и остойчивости, должна продолжать движение, сохраняя и другие водоходные качества (ходкость, управляемость и т. д.).

Необходимость использования динамического запаса плавучести вместо статического объясняется еще и тем, что у машин с малой высотой надводного борта в передней и кормовой частях корпуса при поступлении в корпус воды, количество которой превышает динамический запас плавучести, наблюдается погружение машины под воду с изменением дифферента на нос — "заныривание", или значительный дифферент на корму. В обоих случаях приходится уменьшать скорость движения или прекращать движение полностью и, следовательно, создавать условия для неуправляемого сноса машин вниз по течению при преодолении рек.

Введение в уравнение непотопляемости динамического запаса плавучести позволяет, кроме того, компенсировать влияние других факторов и величин, не учитываемых уравнением. Разницу между статическим и динамическим запасами плавучести можно квалифицировать как своеобразный "запас непотопляемости".

Расход V_{vi} забортной воды (в m^3/c), поступающей через повреждение в корпус, можно определять по формуле

$$V_{vi} = \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}, \quad (28)$$

где μ_i — коэффициент расхода, равный 0,65—0,68; F_i — площадь единичного повреждения корпуса, m^2 ; $h_{\Sigma i}$ — суммарный напор, под которым в корпус поступает вода, м; g — ускорение свободного падения, m/c^2 .

Суммарный напор можно представить как сумму гидростатического и гидродинамического напоров и противодействия, создаваемого внутри корпуса избыточным давлением воздуха или слоем воды, находящейся в корпусе,

$$h_{\Sigma} = h_c + h_d - h_{пр},$$

где h_c — гидростатический напор, равный расстоянию от центра повреждения (пробоины) до ватерлинии машины, м; h_d — гидродинамический напор, м; $h_{пр}$ — противодействие воздуха или воды в корпусе, м.

Гидродинамический напор необходимо учитывать, если повреждение расположено в передней части корпуса. Гидродинамический напор можно рассчитать по формуле

$$h_d = 0,5av^2/g,$$

где v — скорость движения машины относительно воды, m/c ; $a = 1,1 \div 1,2$ — безразмерный коэффициент. Большее значение a соответствует большим углам между вектором скорости машины и плоскостью носового листа корпуса.

Если при наличии повреждения корпуса машина преодолевает водный участок с использованием водоотливных устройств, то при расчетах непотопляемости следует учитывать только раз-

ницу объемов поступившей воды и откачанной из корпуса насосами

$$V_{B.ост} = \left(\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi} \right) t_i.$$

В этих условиях приращение углубления корпуса на ровный киль ΔT , равное приращению гидростатического давления Δh_c , при условии, что площади ватерлиний близки к прямоугольной форме, а бортовые листы корпуса в зоне ватерлиний расположены вертикально, будет определяться формулой

$$\Delta T = \Delta h_c = V_{B.ост} / (BL) = \left(\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi} \right) t_i / (BL).$$

Время пребывания машины на плаву в случае преодоления реки со сносом вниз по течению или движения по спокойной воде

$$t_{\Pi} = t_p + (B_{B.y} - S_p) / v(V_B),$$

где t_p — время разгона машины на плаву до максимально возможной скорости движения, м/с; $B_{B.y}$ — ширина водного участка, м; S_p — путь разгона машины на плаву до максимально возможной скорости движения, м; $v(V_B)$ — максимально возможная скорость движения машины на плаву в зависимости от количества воды в корпусе машины, м/с.

Приняв дифференцирующий момент равным восстанавливающему, после преобразований можно найти угол дифферента машины при движении без использования водоотливных устройств

$$\psi = \arcsin \frac{l}{(H_0 + \Delta H)G} \times$$

$$\times \left(t_p + \frac{B_{B.y} - S_p}{v(V_B)} \right) \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}$$

и при движении с использованием водоотливных устройств

$$\psi = \arcsin \frac{l}{(H_0 + \Delta H)G} \left(t_p + \frac{B_{B.y} - S_p}{v(V_B)} \right) \times$$

$$\times \left(\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi} \right),$$

где l — расстояние между центром тяжести машины без воды в корпусе и центром тяжести поступившей в корпус воды, м; H_0 — продольная метацентрическая высота машины до поступления воды в корпус, м; ΔH — изменение метацентрической высоты из-за поступления воды в корпус, м.

После определения угла дифферента можно рассчитать углубление носа и кормы корпуса, высоту надводной части борта в корме машины и статический запас плавучести.

Увеличение углубления и особенно изменение дифферента машины из-за накопления воды в корпусе приводит к пониже-

нию скорости движения по воде. Для одной из плавающих машин на рис. 26 приведена экспериментальная зависимость уменьшения скорости движения и изменения дифферента в функции количества воды в корпусе, а также понижение скорости движения в процентном отношении по сравнению со скоростью движения при отсутствии воды в корпусе. Из рис. 26 следует, что скорость движения при поступлении воды в корпус снижается достаточно быстро даже при условии нормальной работы двигателя машины. В тех случаях, когда двигатель машины начинает работать с перебоями из-за сильного насыщения воздуха микрокаплями воды, разбрызгиваемой вращающимися деталями различных приводов, скорость движения понижается еще более интенсивно. При очень большом насыщении воздуха каплями воды двигатель может остановиться.

Характерно также увеличение статического и динамического дифферентов на корму, что является одной из главных причин понижения скорости движения машины. Понижению скорости способствует уменьшение горизонтальной составляющей силы тяги водоходных движителей вследствие роста угла дифферента. Следовательно, накопление заборной воды в корпусе и изменение в результате этого дифферента вызывают уменьшение скорости движения. Это необходимо учитывать при оценке непотопляемости машин, так как уменьшение скорости движения приводит к увеличению времени преодоления водной преграды.

Ориентировочное значение скорости движения, обусловленное наличием воды в корпусе, можно рассчитать по формуле

$$v(V_B) = v_0 [1 - a(V_B/V)^2], \quad (29)$$

где V_B — объем воды в корпусе, м³; V — водоизмещение машины, м³; v_0 — скорость движения машины при отсутствии воды в корпусе, м/с; a — безразмерный коэффициент, равный 11–13.

Определить влияние воды в корпусе на уменьшение скорости движения можно также графоаналитическим способом (рис. 27).

Расчет начинается с определения расхода заборной воды, поступающей в корпус машины, по формуле

$$V_{B.ост} = \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi}.$$

В нижнем правом квадранте графика строят зависимость $V_{B.ост} = f(t)$ при нескольких значениях площади повреждения корпуса. Затем в левом нижнем квадранте наносятся лучи, определяющие переход от $V_{B.ост}$ к величине $V_{B.ост}/V$, в зависимости от которой в левом верхнем квадранте с использованием формулы (29) построена функция $v(V_B)/v_0 = f(V_{B.ост}/V)$. Используя эту зависимость, в правом верхнем квадранте можно построить графическое отображение другой функции $v(V_B)/v_0 = f(t)$, которая описывает уменьшение скорости машины в зависимости от постепенного накопления воды в корпусе в функции времени. В этом же квадранте можно построить для конкретной машины, зная ее скорость v_0 , зависимость $v(V_B) = f(t)$, учитывающую уменьшение скорости движения при поступлении воды в корпус.

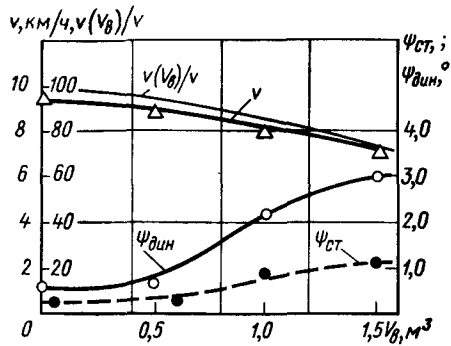


Рис. 26. Изменение скорости движения и дифферента машины при попадании забортной воды в корпус

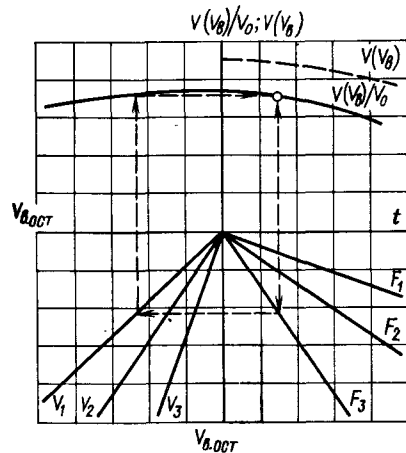


Рис. 27. Графоаналитический способ расчета уменьшения скорости движения машины

В последующем эту зависимость можно использовать для определения $v_{ср}$ (V_B) и для численного (графического) интегрирования при расчете пути, проходимого машиной за какое-то время.

При практическом использовании уравнения непотопляемости будем учитывать некоторые допущения.

1. Машина преодолевает водный участок при негерметичном корпусе, что вызвано повреждениями, имевшимися до подхода к водному участку. Вследствие этого водоотливные устройства включаются, как только машина входит в воду, и время работы водоотливных средств принимается равным времени преодоления водного участка.

2. Скорость движения машины переменная, зависящая только от количества воды в корпусе, так как двигатель машины работает на режиме полного использования мощности.

3. Водный участок преодолевается с курсовым углом, обеспечивающим минимальное время преодоления, т. е. на реках машина движется со сносом вниз по течению.

С учетом приведенных допущений уравнение непотопляемости по условиям сохранения плавучести можно записать в виде

$$V_{з.п.д} + t_{п} \sum_1^{n=i} Q_{vi} \geq t_{п} \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}. \quad (30)$$

В общем случае время преодоления водной преграды при принятых условиях и допущениях будет определяться выражением

$$t_{п} = \frac{\int_0^{v_{\max}} v(V_B) dt}{v_{\max} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} + \frac{B_{в.у} - S_{п}}{B_{в.у} - S_{п} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)}, \quad (31)$$

где $v(V_B)$ — скорость движения машины с учетом влияния количества воды в корпусе.

Подставляя выражение (31) в формулу (30), получим уравнение непотопляемости в следующем виде:

$$V_{з.п.д} + \left\{ \frac{\int_0^{v_{\max}} v(V_B) dt}{v_{\max} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} + \frac{B_{в.у} - S_{п}}{B_{в.у} - S_{п} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} \right\} \sum_1^{n=i} Q_{vi} \geq \left\{ \frac{\int_0^{v_{\max}} v(V_B) dt}{v_{\max} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} + \frac{B_{в.у} - S_{п}}{B_{в.у} - S_{п} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} \right\} \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \times \sqrt{2gh_{\Sigma i}}. \quad (32)$$

В зависимости от условий плавания выражение (32) можно представлять в более упрощенной форме, при использовании которого точность расчета значительно не снижается. Например, если не учитывать разгон машины на плаву, полагая, что время t_p мало по сравнению с временем $(t_{п} - t_p)$, то выражение (32) будет иметь вид

$$V_{з.п.д} + \frac{B_{в.у}}{B_{в.у} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} \sum_1^{n=i} Q_{vi} \geq \frac{B_{в.у}}{B_{в.у} \int_0^{v(V_B)} v(V_B/V) d(V_B/V)} \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}. \quad (33)$$

Если не учитывать уменьшение скорости движения в результате влияния воды, попавшей в корпус, то

$$V_{з.п.д} + [t_p + (B_{в.у} - S_{п}) / v_{\max}] \sum_1^{n=i} Q_{vi} \geq [t_p + (B_{в.у} - S_{п}) / v_{\max}] \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}. \quad (34)$$

Если не учитывать разгона машины на плаву, влияния воды, попавшей в корпус, то формула (32) еще более упрощается

$$V_{з.п.д} + (B_{в.у} / v_{\max}) \sum_1^{n=i} Q_{vi} \geq (B_{в.у} / v_{\max}) \sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}}.$$

Расчеты показывают, что на широких водных участках можно не учитывать разгона, но обязательно следует вводить поправ-

ки на уменьшение скорости от влияния воды, попавшей в корпус, и в некоторых случаях от переменной глубины воды. На узких водных участках целесообразно учитывать разгон и глубину воды, а влияние воды в корпусе на уменьшение скорости — только при больших расходах воды через повреждения корпуса.

Уравнение непотопляемости (32) по условиям сохранения плавучести можно использовать для оценки влияния отдельных конструктивных и эксплуатационных параметров на непотопляемость. Решая уравнения (32) и (33) относительно $B_{в.у}$, можно получить выражения, характеризующие предельную ширину водного участка, которую способна преодолеть машина при определенной площади повреждений и заданных технических параметрах.

Без учета разгона

$$B_{в.у \max} \leq \frac{V_{з.п.д}}{\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi}} \int_0^{t_{п}} v(V_B) d(V_B/V).$$

Без учета влияния воды, попавшей в корпус,

$$B_{в.у \max} \leq \frac{v_{\max} V_{з.п.д}}{\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi}} + S_p - t_p v_{\max}.$$

Выражения (33) и (34) можно решить также относительно площади повреждения F_i и использовать как оценочный критерий при исследовании влияния на непотопляемость технических параметров машины. Чем больше величина $B_{в.у \max}$ или $F_{i \max}$, тем лучше будет непотопляемость машины. Поэтому, рассчитывая величину $B_{в.у \max}$ для каких-то стандартных значений параметров, входящих в уравнение непотопляемости, а затем величину $B_{в.у \max}$ при каком-то другом значении одного из параметров, можно получить зависимости

$$B_{в.у \max}/B_{в.у \max N} = f(V_{з.п.д}/V_{з.п.д N}),$$

$$B_{в.у \max}/B_{в.у \max N} = f(v/v_N),$$

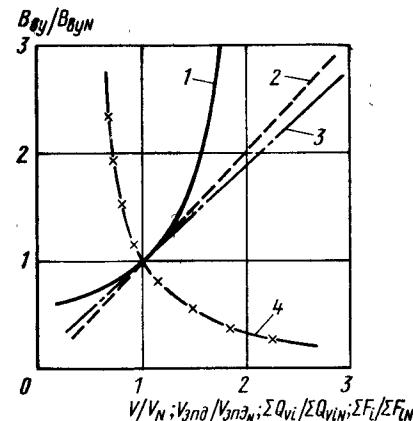
$$B_{в.у \max}/B_{в.у \max N} = f(\sum Q_{vi}/\sum Q_{vi N})$$

и др., отражающие влияние отдельных параметров машины на непотопляемость.

На рис. 28 приведены такие зависимости для одной из плавающих машин, из которых следует, что увеличение динамического запаса плавучести и скорости движения приводит примерно к одинаковому увеличению ширины водной преграды при расчетной площади повреждения корпуса. Но так как увеличить динамический запас плавучести легче, чем скорость движения, то более правильно для улучшения непотопляемости увеличивать $V_{з.п.д}$. Оказывают влияние на непотопляемость время и путь разгона машины на плаву. Наибольшее влияние на непотопляемость оказывает, как это следует из рис. 28, подача водоотливных средств. Увеличение подачи в 1,75 раза, что вполне возможно, приводит почти к трехкратному возрастанию ширины водной

Рис. 28. Влияние различных параметров плавучести на ширину преодолеваемого водного участка:

1 — $f(\sum Q_{vi}/\sum Q_{vi N})$; 2 — $f(V_{з.п.д.}/V_{з.п.д. N})$; 3 — $f(V/V_N)$; 4 — $f(\sum F_i/\sum F_{i N})$



преграды, преодолеваемой машиной по условиям сохранения плавучести.

Кроме оценки непотопляемости машины из условий сохранения плавучести, необходимо рассматривать непотопляемость машин из условий сохранения необходимой остойчивости, так как накопление забортной воды в отсеках корпуса или в корпусе машины, не имеющей отсеков, существенно ухудшает параметры продольной и особенно поперечной остойчивости. Для оценки непотопляемости из условий сохранения машиной необходимой остойчивости можно использовать соотношение между накопившимся количеством воды в корпусе и допустимым количеством по условиям сохранения необходимой остойчивости, выраженным в долях от полного водоизмещения машины.

Учитывая условия преодоления водной преграды,

$$t_{п} \sum_1^{n=i} q_{vi} - \tau \sum_1^{n=i} Q_{vi} \leq \xi_0 V, \quad (35)$$

где ξ_0 — безразмерный коэффициент, регламентирующий предельно допустимое количество воды в корпусе по условиям сохранения необходимой остойчивости.

Приравнявая, как и ранее, $t_{п} = \tau$ и выражая расход забортной воды, поступающей в корпус, по уравнению (28), можно переписать выражение (35) с учетом времени разгона машины на плаву

$$\left[t_p + \frac{B_{в.у} - S_p}{v(V_B)} \right] \left(\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi} \right) \leq \xi_0 V$$

и без учета времени разгона

$$\frac{B_{в.у}}{v(V_B)} \left(\sum_1^{n=i} \mu_i F_i \sqrt{2gh_{\Sigma i}} - \sum_1^{n=i} Q_{vi} \right) \leq \xi_0 V.$$

Эти выражения можно решить относительно любого параметра машины с тем, чтобы оценить его влияние на непотопляемость машин по условиям остойчивости. Например, решая эти выражения относительно $B_{в.у}$, можно определить при различных площадях повреждения корпуса возможную ширину водного участка, во время преодоления которой остойчивость машины не достигает недопустимого уровня в результате поступления забортной воды в корпус. Эти формулы можно использовать также для проверки соответствия некоторых конструктивных параметров

машин условиям работы на водных участках без потери устойчивости при прочих равных условиях.

Для определения коэффициента ζ_0 необходимо располагать диаграммами статической или динамической устойчивости машины, построенными по расчетным или опытным данным для стандартной нагрузки машины, но при наличии в корпусе различного объема заборной воды. По этим диаграммам определяют значения минимального опрокидывающего момента в поперечной плоскости и строят его зависимость от объема заборной воды в корпусе. Затем на график наносят значение расчетного внешнего кренящего момента, воздействие которого является наиболее вероятным и опасным в условиях эксплуатации машины. Из равенства этих моментов определяется допустимый объем заборной воды в корпусе из условий сохранения устойчивости. Найденный объем заборной воды, отнесенный к полному объемному водоизмещению машины, дает значение коэффициента ζ_0 .

4.3. ВОДООТЛИВНЫЕ УСТРОЙСТВА

На машинах в качестве водоотливных устройств используют насосы различного типа: центробежные, осевые, роторные и другие. Машины с водометными движителями могут быть оборудованы эжекционными системами водоотлива, в которых разрежение в трубах водометов используется для откачки воды из корпуса. Число насосов, их подача и место размещения определяются назначением машины, конструкцией корпуса, полным водоизмещением и запасом плавучести.

Подача водоотливных устройств серийных плавающих машин лежит в широких пределах, но у лучших по этому параметру машин насосы способны откачать объем воды, равный водоизмещению машины, за 6—8 мин. Требуемую подачу водоотливных устройств для определенных условий эксплуатации машины и при возможных площадях повреждения корпуса можно определить по уравнению непотопляемости (27).

Приводы насосов выполняются в большинстве случаев механическими с отбором мощности от раздаточных или распределительных коробок трансмиссии машины или от приводов водоходных движителей, причем включение водоходных движителей на многих машинах обязательно сопровождается включением водоотливных насосов. Используются также гидро- и электроприводы. Число и подача водоотливных насосов с механическими и гидравлическими приводами некоторых плавающих машин приведены в табл. 2.

Место установки насосов в корпусах машин определяется в основном простотой и удобством отбора мощности от агрегатов трансмиссии или привода водоходных движителей и местом возможного скопления заборной воды. При наличии в корпусе несообщающихся отсеков насосы устанавливаются в каждом отсеке или применяют дополнительное коллекторное устройство с системой клапанов и водозаборников, позволяющее откачивать воду одним насосом из разных отсеков или мест корпуса.

Таблица 2

Наименование	БАВ (СССР)	К-61 (СССР)	ПТС (СССР)	Столвэт (Великобритания)	Ларк-15 (США)	Ларк-60 (США)
Тип машины	Колесная 6×6	Гусеничная		6×6	Колесная 4×4	4×4
Полное водоизмещение машины, М ³	10,05	14,55	27,0	13,3	34,1	144,7
Число насосов	2	2	2	2	3	5
Привод		Механический			Гидравлический	
Суммарная подача насосов, М ³ /с	0,0085	0,0133	0,0733	0,009	0,057	0,272
Время, необходимое для откачивания воды в объеме, равном водоизмещению машины, с	1182	1094	369	1480	598	533

При выборе типа, конструкции и мест установки насоса в корпусе нужно учитывать, что насосы должны работать без повреждений при любом уровне заборной воды в корпусе, а также тогда, когда воды в корпусе нет. Требование надежности работы при высоком уровне заборной воды в корпусе особенно важно для насосов с электрическим приводом.

Насосы с небольшой подачей целесообразно размещать так, чтобы места отлива воды располагались выше ватерлинии машины и были хорошо видны с места расположения членов экипажа. Это позволяет контролировать работу насосов и наличие воды в корпусе. Концевые отверстия отливных патрубков насосов должны иметь клапанные или дефлекторные устройства, предотвращающие или уменьшающие попадание воды в корпус через отливные патрубки и насосы при плавании на волнении.

Для эффективной работы насосов любого типа важно обеспечить свободный, не дросселированный поток воды к водозаборникам насосов со всех сторон. Если в корпусе имеются герметичные перегородки, то в нижней их части должны быть установленные перепускные клапаны. Общая площадь отверстий перепускных клапанов должна соответствовать подаче водоотливного устройства и не дросселировать поток заборной воды при перетекании его из одной части корпуса машины в другую, где расположены водозаборники насосов. Важно также иметь и удобный доступ к защитным решеткам или сеткам водозаборников насосов для их очистки при засорениях.

Наибольшее распространение получили на машинах насосы центробежного типа. Они имеют малые габаритные размеры и массу при достаточно большой подаче, просты по устройству и в изготовлении, способны откачивать сильно загрязненную воду.

Основной недостаток центробежных насосов — неспособность самостоятельно удалить воздух из всасывающего патрубка и создать необходимое разрежение для забора воды, вследствие чего их надо заполнять водой перед началом работы.

На рис. 29 показан трюмный центробежный насос плавающей машины, имеющий механический (цепной) привод от карданной передачи гребного винта. Насос начинает работать с полной подачей, когда уровень воды в корпусе устанавливается выше оси крыльчатки, которая вращается при включенном приводе гребного винта.

На рис. 30 представлен центробежный насос большой подачи одноступенчатый, с двухпоточным колесом 3, установленным на валу 4. Насосы такой конструкции обладают значительно лучшими кавитационными показателями при таких же значениях напора, подачи и частоте вращения, как и у насосов, в которых используются однопоточные колеса. Кроме того, в такой конструкции уравнивается осевая сила на колесе и обеспечивается большая высота всасывания. Разъем корпуса 7 в горизонтальной плоскости облегчает осмотр и ремонт насоса. При входе машины в воду внутренняя полость насоса заполняется заборной водой через заливной патрубок 1. Насос начинает работать при включении привода на зодоходные движители, забирая воду из полости А. При этом в полости А создается разрежение, открывается клапан 2, и через него вода из корпуса удаляется насосом под днище машины, своим давлением открывая отливной кла-

Рис. 29. Центробежный насос:
1 — вал; 2 — колесо; 3 — корпус;
4 — крышка корпуса; 5 — водозаборник с сеткой; 6 — уплотнение; 7 — кронштейн; 8 — колесо цепного привода

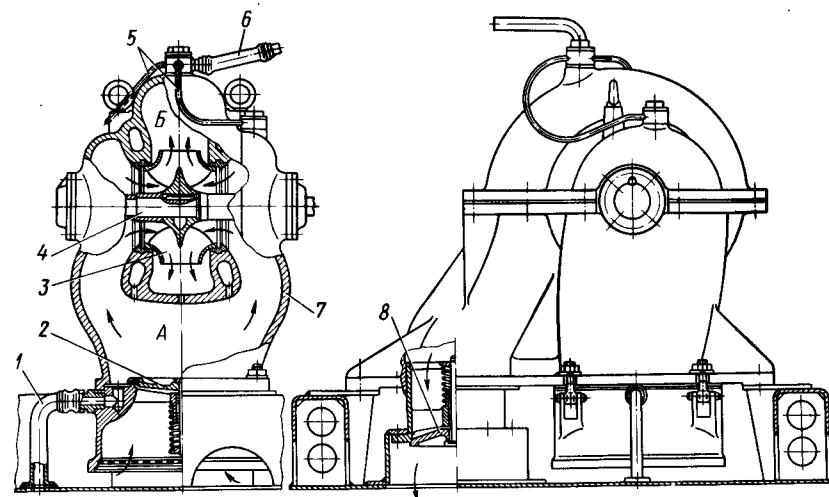
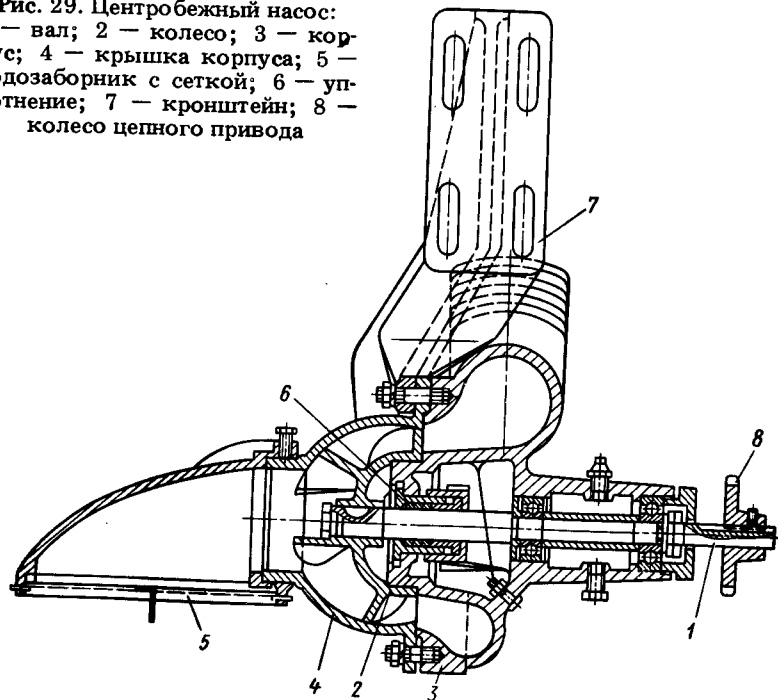


Рис. 30. Центробежный насос с двухпоточным рабочим колесом

пан 8. Атмосферный воздух из верхней полости В насоса удаляется через трубки 5 и патрубок 6 воздуховода. Через этот же воздуховод при работе исправного насоса выбрасывается небольшое количество воды выше ватерлинии корпуса для контроля за работой насоса.

Центробежные насосы с электроприводом (рис. 31) в большинстве случаев устанавливают в местах первичного скопления заборной воды, они предназначены для откачивания из корпуса небольшого количества воды, проникающей через различные неплотности и небольшие повреждения. Кроме того, эти насосы откачивают заборную воду при неработающем двигателе машины. Выключатели этих насосов целесообразно размещать на щитке приборов водителя машины.

Расчет подачи, потребляемой мощности и конструктивных элементов рабочих колес и корпусов центробежных насосов проводится по обычным схемам, принятым в насосостроении.

На многих машинах с водометными движителями устанавливаются эжекционные водоотливные системы; схема одной из них представлена на рис. 32. В этих системах корпус машины соединен с внутренней полостью водомета 5 патрубком 3, на одном конце которого установлен водозаборник 1 с запорным клапаном 2, а на другом — обратный клапан 4, предотвращающий при неработающем водомете затопление машины водой через открытый запорный клапан. Обратный клапан должен иметь пружину, усилие которой рассчитано так, чтобы под действием разрежения во внутренней полости водовода водомета он открывался. Запорный клапан может иметь ручной или дистанционный механический, гидравлический или пневматический привод управления с полуавтоматическим или автоматическим включением.

Производительность эжекционных систем водоотлива определяется разрежением в трубе водомета и проходным сечением и гидравлическим сопротивлением патрубков и клапанов. Поэто-

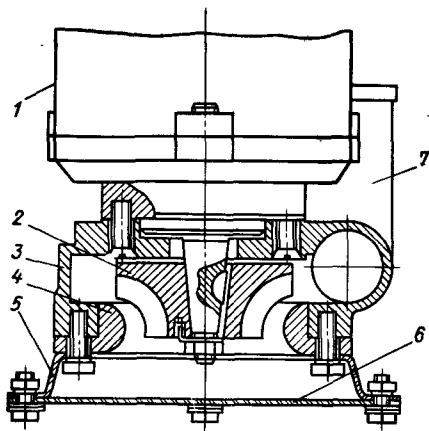


Рис. 31. Центробежный насос с электроприводом:

1 — электродвигатель насоса; 2 — крыльчатка; 3 — корпус; 4 — крышка; 5 и 6 — сетки; 7 — водоотводящий патрубок

Рис. 32. Схема эжекционной системы водоотлива

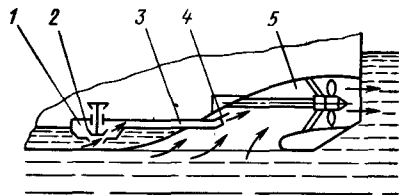
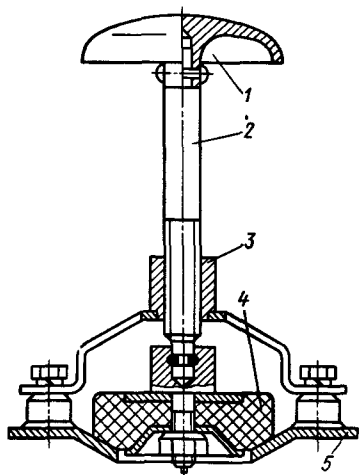


Рис. 33. Сливной клапан:

1 — рукоятка; 2 — вал; 3 — гайка; 4 — резиновый клапан; 5 — днище корпуса



му при их проектировании необходимо иметь предварительно полученные расчетным или опытным путем значения разрежений в трубе водомета. Наилучшие результаты достигаются при расположении концевой отверстия патрубка в зоне наибольших разрежений. Теоретически производительность эжекционных водоотливных систем можно довести до производительности водометного движителя, поэтому эжекционные системы водоотлива при правильной разработке могут быть эффективны

и высокопроизводительны. Преимуществом такой системы является возможность работы без затрат дополнительной мощности; к недостаткам следует отнести резкое уменьшение силы тяги водометного движителя при подсосывании воздуха в водомет через систему.

Для удаления воды из корпуса после выхода машины на берег используют сливные клапаны-кингстоны (рис. 33). Число сливных клапанов и их расположение в корпусе определяются в основном конструкцией корпуса и удобством доступа к клапанам. Наиболее рациональным является расположение клапанов в отделении управления машиной.

5. ХОДКОСТЬ

Среди водоходных качеств плавающих машин особое место занимает ходкость — качество, основным определяющим параметром которого в конкретных условиях плавания является скорость поступательного движения с затратой определенной мощности двигателя. Это качество определяет не только время преодоления водной преграды, количество перевозимого груза в единицу времени, но и способность машин преодолевать реки с достаточно большими скоростями течения.

Ходкость определяется сопротивлениями воды и воздуха, эффективностью водоходного движителя и мощностью используемого на машине двигателя. Мощность двигателей машин выбирают из условий движения по воде или по суше. Поэтому возможности улучшения ходкости водоизмещающих машин, особенно тех, мощность двигателя которых выбрана из условий движения по суше, связаны с уменьшением сопротивления воды и повышением эффективности водоходного движителя.

Сопротивление воды движению машины зависит главным образом от размеров и форм корпуса, а также от конструкции ходовой части. У колесных машин с зависимой подвеской колес, например, сопротивление воды больше, чем у машин, имеющих независимую подвеску. По величине сопротивление воды гусеничных машин отличается от сопротивления воды колесных.

Большое влияние на ходкость машин оказывает эффективность водоходных движителей. Разные типы водоходных движителей обладают различной эффективностью при использовании одинаковой мощности двигателя. Поэтому чем больше сила тяги водоходного движителя при подведении к нему определенной мощности двигателя, тем больше скорость движения машины на плаву.

На рис. 34 приведены гистограммы распределения скоростей движения машин по воде с различными типами водоходных движителей. Вид гистограмм близок к усеченной кривой нормального распределения с некоторой асимметрией в сторону больших скоростей. У большинства машин с гребными винтами и водометными движителями скорости движения на плаву равны 8–10 км/ч. Для машин с гусеничными и колесными водоходными движителями наиболее характерны скорости движения 4–6 км/ч.

Зависимости относительной скорости машин, выраженной в числах Фруда по водоизмещению ($v/\sqrt{g \sqrt{V}}$), от удельной мощности показаны на рис. 35. Кривые ограничивают верхнюю границу достигнутой машинами относительной скорости в функции удельной мощности. Приведенные зависимости отражают влияние как типа водоходного движителя, так и удельной мощности машины. Они позволяют в начале процесса проектирования машины предварительно оценивать возможные скорости движения, задаваясь объемным водоизмещением машины V , мощностью двигателя N и типом водоходного движителя.

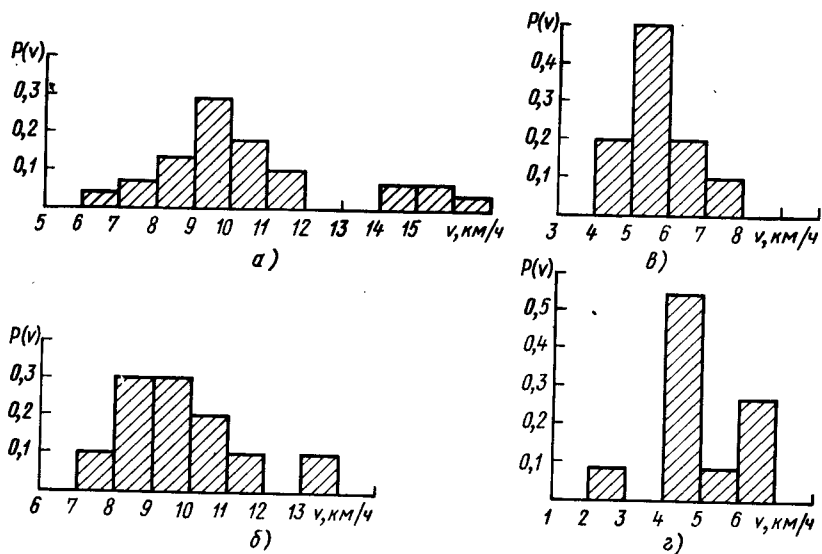


Рис. 34. Гистограммы распределения скоростей движения по воде машин, имеющих водоходные движители различных типов: а — гребные винты; б — водометы; в — гусеничные движители; г — колесные движители

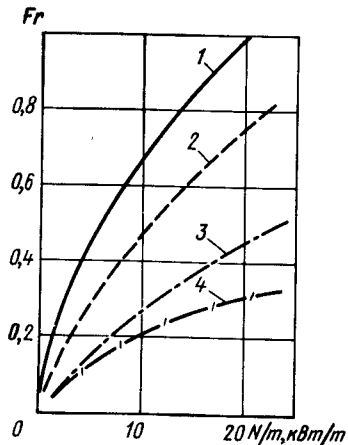


Рис. 35. Зависимость относительной скорости движения машин от удельной мощности: 1 — с гребными винтами; 2 — с водометами; 3 — с гусеничными движителями; 4 — с колесными движителями

5.1. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА МАШИНУ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ВОДЕ

На машину в общем случае прямолинейного движения по спокойной воде действуют следующие силы и моменты (рис. 36): вес G , приложенный в центре тяжести машины; сила плавучести (гидростатическая сила) $D_{\text{п}}$, приложенная в центре величины; сила тяги водоходного движителя P ; сила сопротивления воды R_x , представляющая собой горизонтальную составляющую гидродинамической силы R ; сила гидродинамического поддержания R_z , представляющая собой вертикальную составляющую гидродинамической силы R .

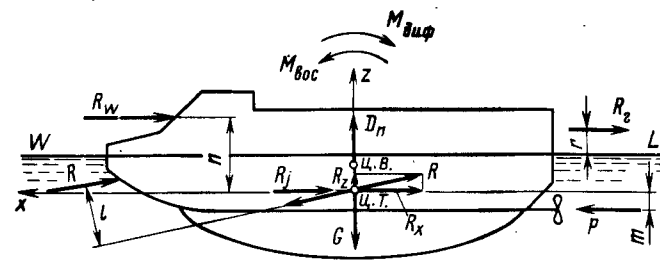


Рис. 36. Схема сил и моментов, действующих на машину в общем случае прямолинейного движения по спокойной воде

Сила R_z может при неблагоприятном характере обтекания водой носовой части корпуса не совпадать по направлению со статической силой плавучести. В этом случае сила R_z становится топящей силой;

сила сопротивления воздуха R_W , приложенная в центре парусности надводной части машины;

сила инерции R_j , приложенная в центре тяжести машины;

сила тяги на гаке R_{Γ} , равная силе сопротивления буксируемого

плавающего прицепа;

момент гидродинамической силы $M_R = Rl$;

момент силы сопротивления воздуха $M_W = R_W n$;

момент силы тяги водоходного движителя $M_P = Pm$;

момент силы тяги на гаке $M_{\Gamma} = R_{\Gamma} r$;

восстанавливающий момент $M_{\text{вос}}$.

В общем случае движения сила тяги водоходного движителя

должна быть равна сумме всех сил сопротивления движению

$$P = R_x + R_W + R_j + R_{\Gamma}.$$

В этом же случае соблюдается равенство

$$M_{\text{вос}} = M_R + M_W + M_P + M_{\Gamma},$$

определяющее динамический дифферент машины во время движения и равенство

$$M_{\text{дв}} = \sum M_{\text{в.д}} u_{\text{пр}},$$

где $M_{\text{дв}}$ — крутящий момент двигателя машины; $M_{\text{в.д}}$ — крутящий момент, подводимый к водоходному движителю; $u_{\text{пр}}$ — передаточное число привода от двигателя к водоходному движителю.

Сопротивление воды. Современные серийные плавающие машины относятся к водоизмещающему типу, т. е. к таким машинам, у которых сила поддержания обеспечивается только гидростатическими силами. Скорость передвижения таких машин невелика (10—15 км/ч). Скорости передвижения по воде машин на подводных крыльях, машин на воздушной подушке и глиссирующих машин в несколько раз выше скорости водоизмещающих машин и достигают 50—70 км/ч.

У машин на подводных крыльях и глиссирующих машин силы поддержания на больших скоростях движения обеспечиваются гидродинамическими силами поддержания подводных крыль-

ев или глиссирующего корпуса, а на малых скоростях движения — гидростатическими силами. Плавучесть машин на воздушной подушке, находящихся в неподвижном состоянии на воде с уменьшенным до атмосферного давлением воздуха в полости подушки, также обеспечивается гидростатическими силами поддержания.

На рис. 37 показан характер изменения силы сопротивления воды движению различных типов плавающих машин в зависимости от относительной скорости, выраженной в числах Фруда по водоизмещению. Сопротивление воды движению машин во многом определяется степенью погружения корпуса машины в воду. Как следует из графика, характер изменения сопротивления в функции скорости движения различен для водоизмещающих (кривая 1), глиссирующих (кривая 2) машин и машин на подводных крыльях (кривая 3). Поэтому движение плавающих машин можно условно разделить на три характерных режима. Первый режим — плавания или водоизмещающий режим — присущ всем типам машин; он характеризуется примерно одинаковым законом изменения сопротивления воды от скорости движения и определяется в основном погруженными в воду корпусом и элементами ходовой части машин. Уравнение плавучести для этого режима имеет вид

$$G = \gamma_B (V_{\text{кор}} + V_{\text{х.ч}}).$$

Второй режим — переходный. Он характерен для глиссирующих машин, машин на подводных крыльях и воздушной подушке. На этом режиме происходит постепенное уменьшение гидростатических сил поддержания и существенный рост гидродинамических сил поддержания, в результате которого корпус машины постепенно выходит из воды. Для этого режима характерно появление "горба" на кривой сопротивления на скоростях, близких к числам Фруда 0,1—0,3, после которого начинается уменьшение сопротивления воды вследствие полного выхода корпуса машины из воды и перехода к движению на крыльях или на режим глиссирования. У глиссирующих машин уменьшение сопротивления воды за "горбом" менее выражено, так как сопротивление глиссирующего корпуса больше, чем у правильно подобранной крыльевой системы.

На переходных режимах уравнение плавучести можно записать для глиссирующих машин

$$G = \gamma_B (V'_{\text{кор}} + V'_{\text{х.ч}}) + R_{z \text{ кор}},$$

где $R_{z \text{ кор}}$ — гидродинамическая сила поддержания глиссирующего корпуса.

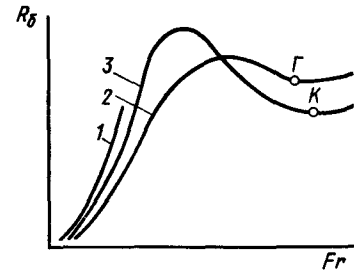
Для машин на подводных крыльях уравнение плавучести на переходном режиме имеет вид

$$G = \gamma_B (V'_{\text{кор}} + V'_{\text{х.ч}}) + R_{z \text{ кр}},$$

где $R_{z \text{ кр}}$ — гидродинамическая сила поддержания корпуса на подводных крыльях.

Третий режим — глиссирования или режим движения на подводных крыльях. Этот режим характеризуется некоторым

Рис. 37. Изменение сопротивления воды в зависимости от числа Фруда по водоизмещению ($Fr = v/\sqrt{g\sqrt[3]{V}}$)



уменьшением сопротивления воды до определенной скорости, определяющей наиболее экономичный скоростной режим (точки Г и К), после которого сопротивление воды снова начинает возрастать.

Для третьего режима уравнение плавучести имеет вид для глиссирующих машин

$$G = \gamma_B V'_{\text{кор}} + R_{z \text{ кор}},$$

где $V'_{\text{кор}}$ — водоизмещение погруженной в воду части корпуса машины, составляющее 5—10% полного водоизмещения в начале первого режима.

Уравнение плавучести машин на подводных крыльях на этом режиме

$$G = R_{z \text{ кр}}.$$

Режим плавания или водоизмещающий режим характерен для всех типов амфибийных машин, поэтому изучение сопротивления воды на данном режиме представляет практический интерес. Это важно потому, что машины водоизмещающего типа являются наиболее распространенным в настоящее время типом плавающих машин, кроме того, это позволяет определить наиболее рациональные способы уменьшения сопротивления воды и разработать методики, обеспечивающие необходимую точность расчета сопротивления воды вновь создаваемых машин.

Сопротивление воды движению плавающих машин зависит от большого числа конструктивных параметров и эксплуатационных факторов. Из конструктивных параметров значительное влияние на сопротивление оказывают размеры и форма корпуса, тип и конструкция ходовой части, размеры сухопутного движителя, размещение и конструкция водоходных движителей и др. Из эксплуатационных факторов существенно влияние глубины воды и состояния водной поверхности (размеры, скорость и направление волн, скорость и направление течения).

Анализ сопротивления воды с позиций наиболее рациональных конструктивных решений, уменьшающих сопротивление, естественно, должен выявлять ту составляющую сопротивления, которая для данной машины является наибольшей. С этой целью целесообразно, с одной стороны, рассматривать сопротивление воды как результат взаимодействия всей машины с водной средой, т. е. оценивать сопротивление воды с позиций общей гидродинамики; с другой стороны, оценивать сопротивление воды перемещению отдельных конструктивных частей машины — корпуса, элементов ходовой части и т. д.

Сопротивление воды движению машин, как и любого другого плавучего тела, с позиций гидродинамики можно рассматривать в виде суммы трех составляющих: сопротивления трения R_T , сопротивления формы R_F и волнового сопротивления R_B .

Сопротивление трения обусловлено вязкостью воды и представляет собой сумму проекций на ось направления движения всех касательных сил, действующих на подводную часть машины.

Для определения сопротивления трения поверхность подводных частей машины заменяют равной ей по площади плоской гладкой пластиной и все расчеты проводят для этой пластины с необходимыми поправками на степень шероховатости поверхности и в некоторых случаях на кривизну. При расчетах сопротивления трения плавающих машин в большинстве случаев вносятся поправки только на степень шероховатости поверхностей.

Сопротивление трения плоской пластины можно определить по формуле

$$R_T = \zeta_T 0,5 \rho v^2 \Omega,$$

где ρ — плотность воды, кг/м³; Ω — площадь смоченной поверхности погруженных в воду корпуса и ходовой части машины, м²; ζ_T — безразмерный коэффициент сопротивления трения, зависящий от числа Рейнольдса.

Пограничный слой воды, обтекающий поверхность подводной части машин, в большинстве случаев является турбулентным, поэтому коэффициент сопротивления трения можно рассчитывать по известной формуле Прандтля—Шлихтинга

$$\zeta_T = 0,455 (\lg Re)^{-2,58}$$

или по эмпирической формуле

$$\zeta_T = 0,075 (\lg Re - 2)^{-2},$$

где $Re = vL/\nu$; ν — кинематическая вязкость.

Увеличение шероховатости поверхности, обусловленное неравномерностью окраски, местными выступами от сварных швов и стыков листов и другими причинами, условно принимают зависящим от числа Рейнольдса, оно учитывается коэффициентом $\Delta \zeta_T = (0,3 \div 0,7) 10^{-3}$. Верхний предел поправки принимается для сварных корпусов, нижний — для корпусов, имеющих более тщательно выполненную наружную обшивку.

Сопротивление трения машины с учетом шероховатости определяется по выражению

$$R_T = 0,5 (\zeta_T + \Delta \zeta_T) \rho v^2 \Omega.$$

Сопротивление формы также обусловлено вязкостью воды и проявляется наиболее резко у плохо обтекаемых тел. Сопротивление формы является следствием разных гидродинамических давлений, создающихся на подводной части поверхности машины. Эта составляющая сопротивления является доминирующей для элементов ходовой части машины (колес, мостов, гусеничных цепей, катков и т. д.), а также для различных ниш корпуса машины.

Необходимо учитывать, что форма сечений корпусов плавающих машин плоскостями, параллельными плоскости ватерлинии, прямоугольная или близкая к ней с небольшим отношением длины к ширине ($L/B = 2 \div 4$). При такой форме корпуса машины линии тока воды, огибающие кормовую часть машины или бортовые и днищевые ниши, не замыкаются непосредственно за кор-

мой или передней кромкой ниши, так как только при наличии бесконечно большой разности давлений частицы воды могут совершить резкий поворот вокруг острой кромки кормы или ниши. Вследствие этого основная часть потока отделяется от задней плоскости кормы (ниши), оставляя за ней пространство, характеризующееся сравнительно низкими давлениями и насыщенное различными по размерам вихрями. В результате равнодействующая сил гидродинамических давлений, действующих на кормовую часть машины, оказывается меньше равнодействующей сил давлений, действующих на носовую часть корпуса. К этому следует добавить, что из-за форм носовой части корпусов плавающих машин типа "глубокая ложка" или "сани" гидродинамические давления на носовой части корпуса также имеют более высокие значения по сравнению с давлениями, действующими на носовую часть судов.

При определенных скоростях движения может наступить так называемый кризис сопротивления, наиболее подробно исследованный при аэродинамической продувке таких плохо обтекаемых тел, как шар и круговой цилиндр, форма которых наиболее близка к форме многих элементов ходовой части машин.

Явление кризиса сопротивления при обтекании таких тел (рис. 38) называется в резком падении коэффициента сопротивления при определенных числах Рейнольдса. В области скоростей потока, соответствующих этому критическому числу Рейнольдса, на кривой сопротивления кругового цилиндра наблюдается не только замедление роста сопротивления, но и падение сопротивления.

При малых числах Рейнольдса течение вокруг цилиндра безотрывное. При увеличении числа Рейнольдса плавного обтекания уже не происходит, и с поверхности цилиндра начинают отделяться вихри. Сначала вихри движутся со скоростью цилиндра, затем их скорость уменьшается, и они, отставая от цилиндра, образуют на некотором расстоянии от него вихревую дорожку, движущуюся поступательно вслед за цилиндром. Место отрыва вихрей располагается при этом на миделе цилиндра. Коэффициент сопротивления цилиндра по мере увеличения скорости стабилизируется и становится постоянным. При дальнейшем повышении скорости, а следовательно, и числа Рейнольдса слой в кормовой части цилиндра начнет турбулизоваться, и место перехода пограничного слоя из ламинарного в турбулентный поток будет постепенно приближаться к месту отрыва вихрей, т. е. к миделю цилиндра. Однако как только с ростом числа Рейнольдса точка перехода ламинарного потока в турбулентный достигнет места отрыва вихрей, произойдет резкое смещение места отрыва вихрей с миделя цилиндра в корму. Внезапному улучшению обтекания цилиндра будет соответствовать скачкообразное уменьшение коэффициента сопротивления, т. е. произойдет кризис сопротивления. Далее с ростом числа Рейнольдса картина обтекания качественно не меняется, а коэффициент сопротивления цилиндра практически остается постоянным в пределах некоторой зоны изменений чисел Рейнольдса.

Для отдельных элементов ходовой части плавающих машин, имеющих различные размеры и формы, явление кризиса будет соответствовать разным скоростям движения машин. Кроме того, определенное влияние на момент проявления кризиса элементов ходовой части машины оказывает характер возмущения потока воды, который обтекает элементы ходовой части. Например, задний мост трехосного плавающего автомобиля движется в вихревой дорожке среднего моста, поэтому на кривой сопро-

тивления ходовой части машины не будет так заметен кризис сопротивления, как на кривой сопротивления отдельно перемещающегося плохо обтекаемого тела.

Сопротивление формы машины может быть рассчитано по формуле

$$R_{\phi} = 0,5 \zeta_{\phi} \rho v^2 \Omega,$$

где ζ_{ϕ} — безразмерный коэффициент сопротивления формы, зависящий от числа Рейнольдса.

При расчетах сопротивления формы для глубин воды не более 5 м $\zeta_{\phi} = 0,025 \div 0,035$. Большие значения коэффициента характерны для гусеничных машин, меньшие — для колесных.

Иногда для плохо обтекаемых тел сопротивление формы целесообразно относить не к площади смоченной поверхности, а к площади погруженной части миделя корпуса (тела) или к величине $V^{2/3}$. В этих случаях расчет сопротивления ведется по формулам

$$R_{\phi} = 0,5 \zeta_{\phi} \rho v^2 F_{\text{мид}}; R_{\phi} = 0,5 \zeta_{\phi} \rho v^2 V^{2/3}.$$

Сумма сопротивления трения и сопротивления формы представляет собой вязкостное сопротивление, т. е. такой вид сопротивления, который является следствием вязкости воды.

Волновое сопротивление обусловлено действием сил тяжести на частицы воды и является следствием перераспределения гидродинамических давлений по подводной поверхности корпуса и ходовой части машин, в результате чего образуется система волн на границе двух сред движения — воды и воздуха. Физический смысл образования так называемых корабельных волн около движущейся машины, являющихся частным случаем поверхностных гравитационных волн, сводится к тому, что из-за приложенного импульса давления частицы воды выводятся из положения равновесия и начинают колебаться под действием сил тяжести и сил инерции. Из-за влияния сил инерции колебания частиц воды несколько отстают по фазе от перемещения источника волнообразования — машины.

При движении машин образуются в основном две группы волн — носовая и кормовая, причем наиболее заметной является носовая группа волн. На рис. 39 показана схема волнообразования около движущейся машины. Система волн, образующихся при движении большинства машин, состоит из одиночной ярко выраженной носовой подпорной волны, группы носовых расходящихся волн и группы поперечных волн, которые заполняют пространство между расходящимися волнами. Машины при движении создают также систему менее выраженных кормовых волн, образующих, как и в носовой части корпуса, группу расходящихся и группу поперечных волн. Группы носовых и кормовых поперечных волн могут интерферировать, что при благоприятной интерференции приводит к уменьшению сопротивления, а при неблагоприятной интерференции — к увеличению.

Характер волнообразования зависит от глубины воды и скорости движения: при небольших скоростях движения более отчетливо видны расходящиеся волны, при больших — поперечные. Расходящиеся волны располагаются уступом в виде коротких

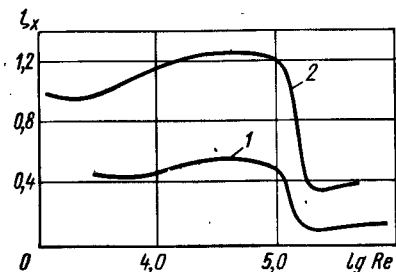


Рис. 38. Зависимость коэффициента сопротивления плохо обтекаемых тел от числа Рейнольдса: 1 — шар; 2 — кругового цилиндра

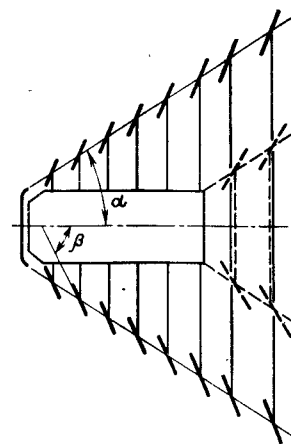


Рис. 39. Схема образования волн, создаваемых движущейся машиной

подъемов воды, образующих на глубокой воде фронт под углом $\alpha = 18 \div 20^\circ$ (см. рис. 39) к продольной оси машины. Гребень каждой расходящейся волны образует с продольной осью машины угол $\beta = 36 \div 40^\circ$.

Длина поперечной волны на глубокой воде определяется зависимостью

$$\lambda_{\perp} = 2\pi v^2 / g.$$

Пока скорость движения машины такова, что длина волны незначительно отличается от длины волны на глубокой воде, волнообразование на мелкой и на глубокой воде идентично. С увеличением скорости движения схема волнообразования на мелкой воде начинает существенно изменяться. Теоретически предельная скорость распространения поперечных волн на мелкой воде

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{gh},$$

где h — глубина воды, м.

При скоростях движения $v < 0,4 \sqrt{gh}$ волнообразование происходит так же, как и на глубокой воде. По мере увеличения скорости движения и приближения ее к значению $0,8 \sqrt{gh}$ происходит слияние носовых и кормовых расходящихся волн в две общих поперечных волны, движущихся вместе с машиной, вдоль бортов наблюдаются только небольшие расходящиеся волны. При скоростях, превышающих критическую, поперечные волны в большинстве случаев исчезают, а остаются лишь расходящиеся волны с фронтом, обращенным вогнутой стороной к борту машины. Угол β на таких скоростях уменьшается, приближаясь к значению этого угла на глубокой воде.

Для оценки возможного характера волнообразования при движении машин на мелкой воде можно построить зависимости между скоростью движения и глубиной воды, которые ограничивают характерные зоны волнообразования (рис. 40). Если на

этом графике выделить область реально достижимых скоростей движения машин в условиях мелководья, то можно убедиться, что характер волнообразования для большинства плавающих машин будет соответствовать докритическим скоростям движения на мелководье, когда $v/\sqrt{gh} < 1$.

Волновое сопротивление может быть рассчитано по формуле

$$R_B = \zeta_B 0,5 \rho v^2 \Omega,$$

где ζ_B — безразмерный коэффициент волнового сопротивления, зависящий от числа Фруда $Fr = v/\sqrt{gL}$; при ориентировочных расчетах волнового сопротивления коэффициент волнового сопротивления ζ_B следует определять по графику рис. 41.

При нахождении составляющих сопротивления воды используют основную гипотезу о независимости физических процессов взаимодействия воды и перемещающегося в ней тела, определяющих природу составляющих сопротивления. В действительности составляющие сопротивления в некоторой степени влияют одна на другую, но учесть это чрезвычайно сложно. Обычно при расчетах из полного сопротивления воды выделяют сопротивление трения, а сопротивление формы и волновое сопротивление считают остаточным сопротивлением.

Количественная оценка составляющих сопротивления воды необходима для выявления основных составляющих. Выражая полное сопротивление воды как сумму составляющих, можно записать

$$R = R_T + R_\phi + R_B \quad (36)$$

$$\text{или } \zeta = \zeta_T + \zeta_\phi + \zeta_B.$$

В тех случаях, когда определение ориентировочных значений сопротивления формы и волнового сопротивления могло бы представлять практический интерес, можно воспользоваться следующим приближенным способом оценки составляющих остаточного сопротивления.

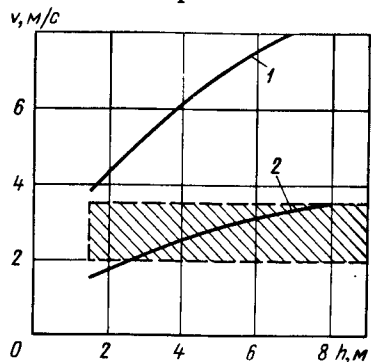


Рис. 40. Границы возможных относительных скоростей движения (чисел Фруда по глубине):
1 — $v/\sqrt{gh} = 1$; 2 — $v/\sqrt{gh} = 0,4$; заштрихованная зона — область достижимых скоростей движения машины

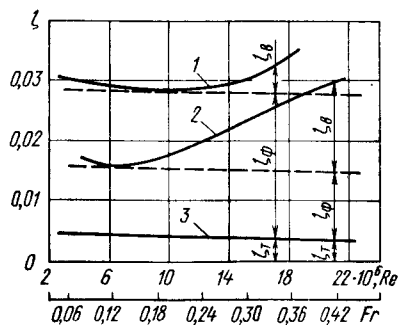


Рис. 41. Зависимость коэффициентов сопротивления воды от чисел Рейнольдса и Фруда:
1 и 2 — коэффициенты полного сопротивления при глубине воды соответственно 5 и 10 м; 3 — коэффициент сопротивления трения

После расчета коэффициентов полного сопротивления и сопротивления трения в зависимости от числа Рейнольдса можно определить ориентировочные значения коэффициента остаточного сопротивления при малых скоростях движения и его изменения, зависящие от волнообразования при более высоких скоростях движения (рис. 41). Допуская, что на скоростях движения, меньших относительной скорости $v/\sqrt{gL} = 0,15$, волновое сопротивление практически отсутствует, можно предположить, что разница между коэффициентами полного сопротивления 1 и 2 и коэффициентом сопротивления трения 3 выражает коэффициент сопротивления формы, т. е.

$$\zeta_\phi = \zeta - \zeta_T.$$

Кроме того, если в исследуемом диапазоне скоростей значения чисел Рейнольдса соответствуют зонам докризисного или послекризисного обтекания, то коэффициент сопротивления формы можно считать независимым от числа Рейнольдса и принять его равным во всем диапазоне скоростей коэффициенту сопротивления формы ζ_ϕ при $Fr = 0,15$. Тогда разница ординат между штриховой линией и кривой коэффициента полного сопротивления ζ будет представлять собой коэффициент волнового сопротивления ζ_B . Полученные таким способом значения коэффициентов сопротивления формы и волнового сопротивления являются приближенными, так как нет достаточных оснований предполагать штриховую линию на рис. 41 точной линией разделения коэффициентов сопротивления формы и волнового сопротивления. Тем не менее выделение при сделанных допущениях коэффициента остаточного сопротивления и его составляющих целесообразно выполнять для анализа сопротивления воды, полученного путем натуральных или модельных испытаний.

Приведенные в качестве примера на рис. 41 результаты расчетов коэффициентов сопротивлений для колесной плавающей машины водоизмещением 10 т позволяют не только выделить отдельные коэффициенты сопротивлений, но и определить в процентах долю составляющих полного сопротивления. На рис. 42 представлены соотношения между составляющими полного сопротивления воды для той же машины. Из рис. 41 и 42 следует, что для этой плавающей машины сопротивление трения незначительно, основную часть полного сопротивления на всех практически достижимых для этой машины скоростях (2,8 м/с) составляет сопротивление формы, вторым по величине является волновое сопротивление, доля которого увеличивается с ростом скорости движения.

При уменьшении глубины воды соотношение отдельных составляющих сопротивления воды несколько изменяется. Доли сопротивления трения и волнового сопротивления уменьшаются, а доля сопротивления формы растет. Увеличение доли сопротивления формы объясняется главным образом резким возрастанием сопротивления формы элементов ходовой части машины, которые из-за стеснения потока между днищем машины и дном водоема обтекаются водой с более высокими скоростями, чем на больших глубинах воды.

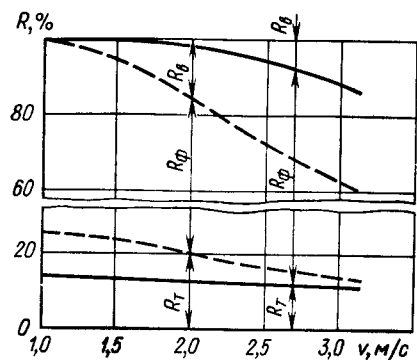


Рис. 42. Соотношения между составляющими сопротивления воды (сплошная линия — на глубине 5 м; штриховая линия — на глубине 10 м)

Аналогичные зависимости можно получить для всех типов колесных и гусеничных плавающих машин. В частности, построение таких зависимостей для гусеничных машин показывает, что для них, как и для колесных машин, основным видом сопротивления воды является сопротивление формы, которое может составлять 65–72% полного сопротивления. Волновое сопротивление у гусеничных машин на больших скоростях может достигать 18–22%, а сопротивление трения во всем диапазоне скоростей не превышает 10–12%.

Приведенные данные показывают, что для уменьшения сопротивления воды водоизмещающих машин, а следовательно, и для увеличения их скоростей движения необходимо главное внимание уделять снижению сопротивления формы и волнового сопротивления.

Раздельная оценка сопротивления воды перемещению корпуса и ходовой части машин необходима как для количественной оценки этих составляющих, так и для выявления возможных путей уменьшения сопротивления воды.

Сопротивление воды, вызываемое корпусом машины и отдельно элементами ее ходовой части, обычно изучается экспериментальным путем при проведении натуральных или модельных испытаний. На рис. 43 представлены экспериментальные зависимости буксировочного сопротивления воды R_6 от скорости движения плавающей машины. Эти зависимости показывают, что

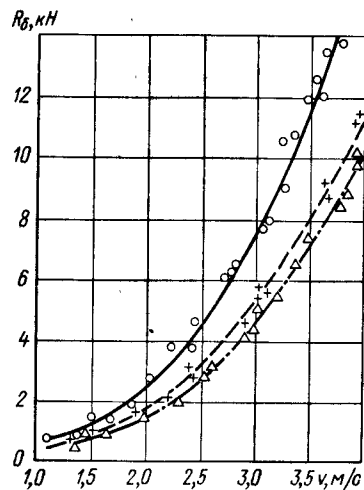


Рис. 43. Зависимости буксировочного сопротивления воды плавающей машины БАВ от скорости движения:

сплошная линия — машины с ходовой частью; штриховая линия — машины без ходовой части; штрихпунктирная линия — машины без ходовой части с заделанными нишами днища корпуса

ходовая часть колесных машин с зависимой подвеской создает большое сопротивление воды, составляющее на скоростях движения более 3 м/с 30–40% полного сопротивления воды. Некоторое уменьшение сопротивления воды можно достигнуть при закрытии колесных ниш корпуса щитами. При закрытии ниш сбоку полное сопротивление уменьшается на 5–6%, а при закрытии ниш днища — на 8–10%. Очевидно, что полностью закрыть ниши колес и мостов невозможно, но от частичного закрытия не следует отказываться, если необходимо увеличить скорость движения.

У гусеничных машин ходовая часть также вызывает большое сопротивление воды. Демонтаж с машины гусеничных цепей и катков приводит к уменьшению сопротивления воды на 31–33% полного сопротивления при скорости движения примерно 3 м/с. Важно отметить, что большее сопротивление воды создается гусеничными цепями (до 25% полного сопротивления), сопротивление воды перемещению катков менее значительно и не превышает 5–7%. Поэтому экранирование верхних обводов гусениц специальными кожухами снижает сопротивление воды. Такая конструктивная мера используется на многих машинах. Другим техническим решением, позволяющим уменьшить сопротивление воды ходовой части, является применение системы изменения дорожного просвета. На рис. 44 показано изменение скорости движения гусеничной машины, оборудованной такой системой. Как следует из рисунка, перевод гусеничного обвода из положения нормального статического дорожного просвета в положение минимального дорожного просвета, при котором нижняя гусеничная ветвь незначительно выступает ниже плоскости днища, позволяет повысить скорость движения машины на 5–6% без дополнительного увеличения мощности двигателя.

Использование на плавающих машинах систем изменения дорожного просвета, кроме уменьшения сопротивления воды и увеличения скорости движения по воде, позволяет повысить проходимость машины по суше, в процессе входа в воду и выхода из нее, а также дает другие преимущества. Но при применении такой системы подвеска машины становится сложнее и дороже.

Применение систем изменения дорожного просвета обязательно на глиссирующих машинах и машинах на подводных крыльях. На этих машинах все элементы ходовой части обязательно должны убираться в специальные ниши корпуса с последующим экранированием этих ниш щитами различного типа. Для выхода на режим глиссирования или на режим движения на подводных крыльях плавающих машин, не оборудованных системами изменения дорожного просвета, требуется затрачивать значительно большую мощность, так как сопротивление воды в водоизмещающем и переходных режимах движения существенно повышается. Поскольку доля сопротивления корпуса многих машин может достигать 60–70% полного сопротивления воды, то естественно стремление придать корпусу такие формы и размеры, которые позволили бы снизить до минимума сопротивление воды и одновременно учесть требования, обусловленные ре-

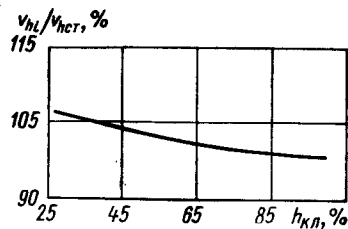
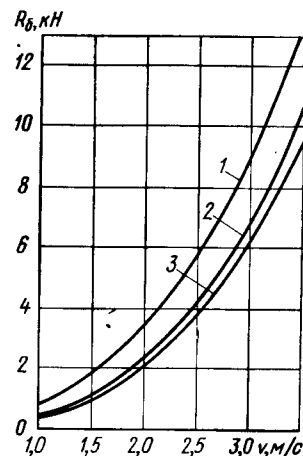


Рис. 44. Изменение скорости движения при подтягивании гусеничного обвода к корпусу

Рис. 45. Изменение сопротивления воды от скорости движения при различной глубине воды:

1—3 — глубина воды соответственно 5, 10 и 15 м



жимами работы машины на суше, входа в воду и выхода из нее и т. д. Поиск путей уменьшения сопротивления воды перемещению корпусов машин в значительной степени затрудняется амфибийностью машин, т. е. необходимостью конструктивного приспособления форм и размеров корпусов к условиям работы на суше и на воде. Такие условия во многом приводят к противоречивым требованиям, предъявляемым к форме и размерам корпусов, поэтому в большинстве случаев форма и размеры корпусов являются следствием компромиссных решений, удовлетворяющих, но в не равной степени, режимам движения по суше и по воде.

Полезную информацию о влиянии формы носовых и кормовых частей корпуса на сопротивление воды можно получить из результатов испытаний моделей корпусов машин или барж. Сравнение результатов таких испытаний дает возможность выбрать формы носовых и кормовых обводов корпуса, которым соответствует наименьшее сопротивление воды и которые при этом обеспечивают по условиям работы машины на суше требуемые углы переднего и заднего свесов. Кроме того, надо учитывать распределение водоизмещения машины по ее длине для обеспечения лучших условий входа в воду и выхода из нее. Затем подобранные обводы необходимо проверить вместе с элементами ходовой части, так как различные формы обводов, особенно носовой части, по-разному экранируют элементы ходовой части. Наиболее целесообразными будут такие обводы, которые в сочетании с элементами ходовой части создают наименьшее сопротивление воды.

Влияние мелководья на сопротивление воды очень значительно, так как сопротивление воды может существенно меняться в зависимости от соотношения глубины воды h и осадки машины T_0 . С уменьшением глубины воды сопротивление воды увеличивается, при больших глубинах — уменьшается. Плавающие машины эксплуатируют в большинстве случаев на водоемах небольшой глубины, поэтому изучение сопротивления воды и его расче-

ты следует проводить для глубин воды не более 5 м. Естественно, что достижение заданной скорости движения на мелкой воде является более трудной инженерной задачей, но ее решение будет оправдано тем, что при движении по глубокой воде машины будут перемещаться со скоростью больше заданной, так как с увеличением глубины сопротивление воды уменьшается.

На рис. 45 показано изменение сопротивления воды в функции скорости движения при различной глубине воды, а на рис. 46 изменение сопротивления воды этой же машины при скорости 2,5 м/с в зависимости от отношения h/T_0 . Как видно, особенно существенно начинает увеличиваться сопротивление воды, когда глубина воды становится менее 7—8 осадок машины. При $h/T_0 > 12$ влияние глубины на сопротивление практически не сказывается.

Увеличение сопротивления воды при движении по мелководью и, как следствие этого, уменьшение скорости движения машины объясняются ростом всех трех составляющих сопротивления воды, особенно сопротивления формы и волнового сопротивления.

При движении машин, имеющих форму носовых обводов корпуса типа "сани" или "глубокая ложка" (такая форма носа корпуса у большинства машин), основной поток воды направляется под днище и частично обтекает машину с бортов. Это приводит к возрастанию главным образом сопротивления формы ходовой части и корпуса машины. Растет также и сопротивление трения. Повышение скорости потока под днищем машины приводит к уменьшению давления воды под корпусом, в результате чего машина погружается в воду больше по сравнению со статическим ее положением при одновременном увеличении дифферента (обычно на корму). При движении на очень малых глубинах воды, близких к осадке машины, сухопутный движитель машины может касаться подводного грунта вследствие изменения дифферента и посадки машины в воде.

Рост волнового сопротивления на мелководье обусловлен изменением распределения давления в различных местах корпуса и иным, чем на глубокой воде, характером волнообразования. При движении по мелководью волны увеличиваются по высоте, становятся круче, а угол фронта расходящихся волн по мере возрастания скорости также становится больше. Увеличение высоты волн и угла фронта расходящихся волн свидетельствует о том, что волновое сопротивление на мелководье возрастает по сравнению с глубокой водой. Увеличение волнового сопротивления воды на мелководье зависит от глубины воды, формы и размеров корпуса, а также скорости движения машины.

Особенности изменения сопротивления воды на мелководье видны из сравнения кривых сопротивления воды на глубокой и мелкой воде (рис. 47). Влияние мелководья проявляется в резком возрастании сопротивления воды после достижения определенной скорости, приводящем к образованию на кривых сопротивления бугра. Расположение бугра на кривой сопротивления определяется скоростью движения и отношением h/T_0 . Чем меньше отношение h/T_0 , тем больше смещается бугор сопротив-

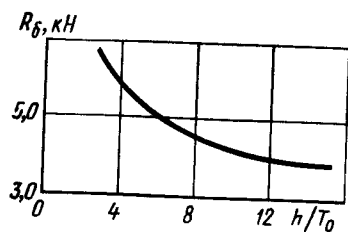


Рис. 46. Изменение сопротивления воды от относительной глубины воды при постоянной скорости движения ($v = 9$ км/ч)

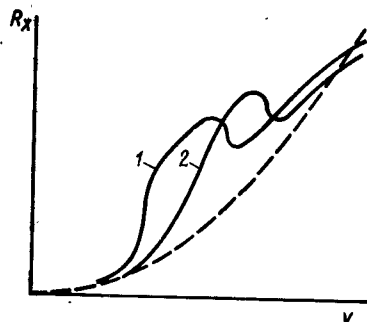


Рис. 47. Сравнение кривых сопротивления: сплошные линии — на мелкой воде; штриховая линия — на глубокой воде; 1 и 2 — h/T_0 соответственно равно 1,5 и 4

ления в сторону меньших скоростей движения. Наличие бугра сопротивления является одной из причин, препятствующих достижению достаточно высоких скоростей движения машин при ограниченной глубине воды.

Плавающие машины при преодолении рек могут двигаться в самых разнообразных направлениях относительно направления течения, но наиболее характерным и часто наблюдаемым является движение поперек русла рек. Важно также отметить, что при движении машин поперек русла реки, по течению и против течения в общем случае на сопротивление воды оказывают влияние два взаимосвязанных фактора — скорость течения и глубина воды.

Скорость течения зависит от глубины реки, которая определяется поперечным и продольным профилями русла и формой русла в плане. Глубина воды в реке может изменяться также в зависимости от погодных и сезонных условий и в небольших пределах при движении машин на каком-то расстоянии от берега вдоль русла по течению или против него. Гораздо существеннее изменяется глубина реки при движении машины поперек русла, причем законы изменения глубины реки в зависимости от ее ширины могут быть самыми разнообразными. Важным является то, что машина в этом случае все время движется с переменной скоростью вследствие уменьшения или увеличения сопротивления воды в результате изменения глубины.

В настоящее время нет достаточно достоверных данных, позволяющих точно определять сопротивление воды при движении машин вверх или вниз по течению [15]. Процесс взаимодействия машины с водным потоком в этом случае очень сложен даже при постоянной глубине, поэтому с определенной долей приближенности сопротивление воды с учетом влияния течения реки можно рассчитывать вводя в формулы для расчета значения относительной скорости, представляющей сумму скорости машины относительно берега и скорости течения.

При работе на реках машины во многих случаях двигаются поперек течения от одного берега к другому. При этом они могут перемещаться с боковым сносом, скорость которого или равна скорости течения, или меньше ее, если вектор скорости машины относительно воды образует тупой угол с вектором скорости течения. При остром угле между этими векторами скорость бокового сноса становится больше скорости течения.

При очень большой скорости течения машины в необходимых случаях могут перемещаться от одного берега к другому с помощью роликов, движущихся по тросу, который закреплен на обоих берегах. При таком способе переправы трос удерживает машину от сноса. Однако направление движения машины может не совпадать с ее продольной осью. В этом случае наблюдается косое обтекание машины водным потоком, при котором главный вектор сопротивления воды располагается под некоторым углом к продольной оси машины. Косое обтекание наблюдается также при движении машин по криволинейным траекториям. Некоторое представление о сопротивлении воды при косом обтекании машины водным потоком могут дать результаты модельных или натурных буксировочных испытаний. На рис. 48 приведены результаты натурных буксировочных испытаний плавающей колесной машины на спокойной воде глубиной 3—5 м. Из приведенных зависимостей следует, что сопротивление воды при углах β , отличных от 0 и 180° , существенно увеличивается, достигая максимума на всех скоростях буксировки при углах β , близких к $105-110^\circ$. Сопротивление при таких углах почти в 3 раза больше сопротивления воды при совпадении направления движения с продольной осью машины, что следует из данных рис. 49.

Расчет сопротивления воды позволяет получить зависимость сопротивления в функции скорости движения машины. Точность таких расчетов тем больше, чем меньше разница между рассчитанной зависимостью и кривой буксировочного сопротивления воды, полученной в результате буксировочных испытаний натурной машины.

Зависимость $R_\delta = f(v)$ можно получить различными способами. Наиболее достоверные данные для построения такой зависи-

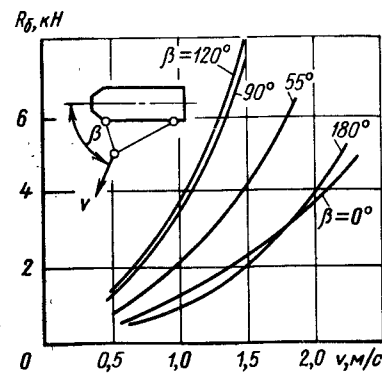
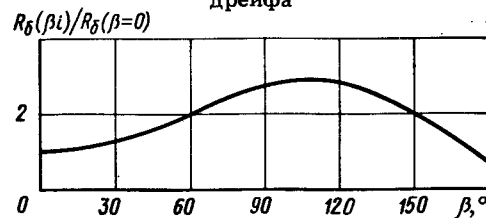


Рис. 48. Сопротивление воды при различных углах несовпадения направления буксирования с продольной осью машины

Рис. 49. Изменение относительного сопротивления воды в функции угла дрейфа



мости дают результаты обработки буксировочных испытаний машин на спокойной воде вполне определенной глубины. Удовлетворительные результаты получают в результате буксировочных испытаний масштабных моделей машин. При таких испытаниях требуются меньшие затраты средств, и испытания целесообразно проводить для оценки влияния форм корпусов на сопротивление воды. Но при пересчете результатов модельных испытаний на натурную машину хорошее совпадение данных будет только при правильно выбранных масштабах модели, критериях подобия и поправочных коэффициентах.

На стадии эскизного проектирования, когда известны весовое водоизмещение машины и ориентировочная длина корпуса, расчет сопротивления воды целесообразно выполнять с использованием кривых, приведенных на рис. 50. Эти кривые построены по результатам обработки данных испытаний группы различных по водоизмещению и конструкции плавающих машин. Экспериментальные точки, относящиеся к разным машинам, расположены в пределах достаточно узкой полосы и могут быть аппроксимированы кривой, выражающей зависимость удельного сопротивления воды R_6/G от относительной скорости v/\sqrt{gL} .

Расчет сопротивления воды с использованием зависимостей, приведенных на рис. 50, ведется табличным способом в такой последовательности. Задаются скоростями движения и, зная длину корпуса машины по ватерлинии, находят относительные скорости и соответствующие им удельные сопротивления воды. Зная последние, по известному весу машины можно построить зависимость $R_6 = f(v)$.

На рис. 51 приведены результаты расчета сопротивления воды некоторых машин с использованием кривых удельного сопротивления и для сравнения нанесены точки, полученные экспериментально.

На последующих этапах проектирования новых машин, когда более точно известны размеры корпуса и его углубление в воду, сопротивление воды можно рассчитать по формуле

$$R_6 = k_{x.ч} \rho F_{кор} v^2, \quad (37)$$

где $k_{x.ч}$ — коэффициент, зависящий от типа ходовой части машины; для колесных машин с зависимой подвеской $k_{x.ч} = 0,55 \div 0,65$, с независимой $0,4 \div 0,5$, для гусеничных машин $0,38-0,42$; $F_{кор}$ — площадь поперечного сечения корпуса, равная произведению ширины корпуса на его среднее углубление, m^2 .

Расчет по формуле (37) дает удовлетворительную сходимость результатов с экспериментальными данными при глубине воды 3–5 м и скорости движения, не превышающей 3 м/с. При расчете сопротивления воды на больших скоростях более точные результаты получаются при использовании формулы

$$R_6 = k_{x.ч} \rho F_{кор} v^2 + 0,2(v/\sqrt{gL})^3.$$

Расчет сопротивления воды при движении машин на водных преградах различной глубины можно выполнить по формуле

$$R_6 = k_h \rho F v^2 + 0,2(v/\sqrt{gL})^3,$$

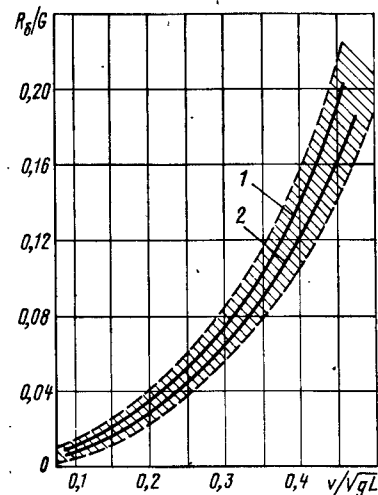


Рис. 50. Зависимость удельного сопротивления воды от относительной скорости движения при глубине воды 5 м:

1 — колесных машин; 2 — гусеничных машин

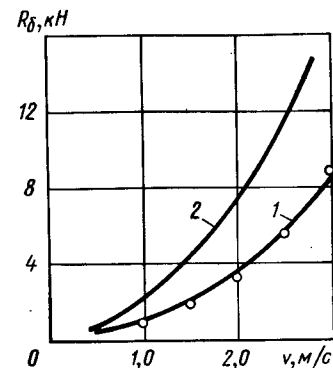


Рис. 51. Сравнение расчетных и экспериментальных данных сопротивления воды для машин:

1 — БАВ; 2 — Столвет

где k_h — коэффициент сопротивления, зависящий от глубины воды; F — площадь поперечного сечения подводной части машины с учетом ходовой части.

Коэффициент сопротивления определяется по выражению

$$k_h = c \left\{ 0,41 \exp(T_0/h) - 0,032 [\exp(-T_0/h)] \ln(h/T_0) \right\},$$

где $c = 0,85$ для колесных машин с зависимой подвеской, $c = 0,42 \div 0,45$ для колесных машин с независимой подвеской, $c = 0,65 \div 0,7$ для гусеничных машин.

Площадь F определяется по выражению

$$F = B T_{cp} + 2b (T_0 - T_{cp}),$$

где B — максимальная ширина подводной части машины; $T_{cp} = 0,5 (T_n + T_k)$ — среднее углубление корпуса; b — ширина гусеницы или колеса.

Для определения сопротивления воды можно также использовать формулу (36), если имеется в распоряжении зависимость коэффициента полного сопротивления от скорости движения.

Сопротивление воздуха. Доля сопротивления воздуха при движении по воде водоизмещающих машин в сумме всех сил сопротивления движению мала вследствие небольших скоростей движения и площадей парусности. Сопротивление воздуха необходимо обязательно учитывать при движении машин на подводных крыльях, на воздушной подушке и глассирующих машин, способных перемещаться по воде с более высокими скоростями, чем водоизмещающие. Сопротивление воздуха необходимо также учитывать при сильном встречном ветре, особенно для машин

с большой площадью парусности. При этом следует иметь в виду, что ветровые нагрузки на воде в отличие от суши оказывают значительное большее влияние на курсовую устойчивость движения машин, вызывая при сравнительно небольшом силовом воздействии на машину ее отклонение от заданного курса и боковой дрейф.

Относительная скорость воздуха v_W представляет собой результирующую от сложения вектора скорости машины v и вектора скорости ветра v_B при угле атаки ветра a_B :

$$v_W = \sqrt{v^2 + v_B^2 + 2vv_B \cos a_B}$$

Результирующую силу сопротивления воздуха R_W (рис. 52) можно разложить на две составляющие: продольную составляющую R_{WX} , которая образует воздушное сопротивление, и поперечную R_{WY} , вызывающую боковой дрейф и вращательное движение машины, если центр парусности располагается достаточно далеко от центра тяжести машины.

Сила продольной составляющей сопротивления воздуха может рассчитываться по формуле

$$R_{WX} = k_{WX} F_{н.ч} v_W^2 \cos^2 a_W,$$

где $F_{н.ч}$ — площадь проекции надводной части машины на плоскость миделя, m^2 ; a_W — угол между вектором относительной скорости воздуха и продольной осью машины, $^\circ$; k_{WX} — коэффициент обтекаемости.

Угол a_W определяется из выражения

$$\sin a_W = (v_B/v) \sin a_B.$$

Поперечную составляющую сопротивления воздуха можно рассчитать по формуле

$$R_{WY} = k_{WY} F'_{н.ч} v_W^2 \sin^2 a_W,$$

где $F'_{н.ч}$ — площадь проекции надводной части машины на вертикальную плоскость, совпадающую с продольной осью машины, m^2 .

Коэффициенты обтекаемости определяют из соотношений

$$k_{WX} = 0,5c_x \rho_W; \quad k_{WY} = 0,5c_y \rho_W,$$

где c_x , c_y — безразмерные коэффициенты сопротивления воздуха; ρ_W — плотность воздуха, kg/m^3 .

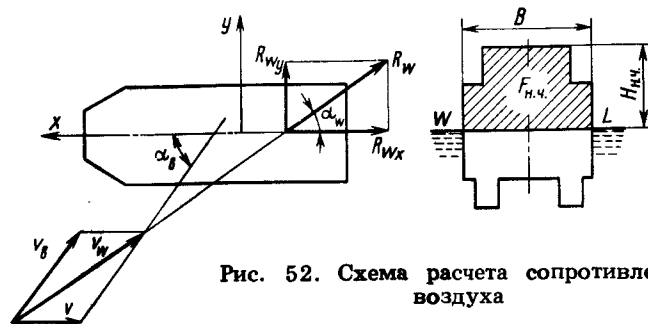


Рис. 52. Схема расчета сопротивления воздуха

Коэффициент обтекаемости является функцией скорости воздушного потока и угла между вектором скорости воздушного потока и продольной осью машины. Коэффициент достигает наибольших значений при $a_W = 20 \div 40^\circ$. При расчетах силы сопротивления воздуха можно принимать $K_{WX} = 0,7 \div 0,75$.

Сила инерции и инерционные характеристики машины. При движении по воде машины должны быть способны уменьшать скорость движения вплоть до полной остановки (торможение), переходить от движения передним ходом к движению задним, а также быстро увеличивать скорость движения до максимально возможной. Все эти изменения режимов движения связаны с преодолением сил инерции машин.

Разгон может происходить или при постепенном увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя (плавный разгон), или очень резко повышением частоты вращения до максимально возможной (быстрый разгон). В первом случае повышение скорости движения машины определяется в основном темпом роста частоты вращения коленчатого вала двигателя, который задает водитель. Во втором случае, представляющем наибольший интерес, рост частоты вращения коленчатого вала двигателя зависит от его приемистости, так как водитель при таком способе разгона почти мгновенно увеличивает подачу топлива до максимальной. Кроме того, рост частоты определяется моментом сопротивления, который создается водой, проходящей через водоходный движитель.

Разгон машины с места можно разделить на два периода. Первый период характеризуется увеличением частоты вращения от малой до максимально возможной, во втором периоде разгон происходит при постоянной предельной частоте вращения. Первый период длится 0,5—1,5 с и сопровождается увеличением подводимой к водоходному движителю мощности, которая затрачивается не только на преодоление сил сопротивления воды и воздуха, но и на ускорение поступательно движущихся масс машины, присоединенных масс воды и на ускорение вращающихся деталей двигателя, водоходного движителя и его привода. Если разгон происходит при совместной работе сухопутного и водоходного движителей, то часть мощности затрачивается на увеличение частоты вращения деталей сухопутного движителя и его привода. За первый период, несмотря на его малое время, скорость машин достаточно быстро возрастает и к концу периода может составлять 20—30% максимальной. Во второй период разгона предельная частота вращения постоянна, поэтому мощность уже не затрачивается на ускорение вращающихся деталей двигателя, водоходного и сухопутного движителей и их приводов, а полностью расходуется на создание силы тяги водоходного или совместно работающих водоходного и сухопутного движителей.

Плавающие машины за сравнительно короткое время после начала быстрого разгона (15—30 с) достигают максимальной скорости движения. При этом путь разгона составляет 30—40 м.

Силу сопротивления разгону машины в первом периоде можно определить по формуле

$$R_j = (1 + k_{11} + \delta) m j,$$

где k_{11} — коэффициент присоединенной массы воды; δ — коэффициент, учитывающий массу вращающихся деталей двигателя, двигателей и их приводов; j — ускорение машины, м/с^2 .

Сила сопротивления разгону во втором периоде может быть вычислена по формуле

$$R_j = (1 + k_{11})mj.$$

Коэффициент δ для машин с колесными и гусеничными водоходными движителями может быть взят при расчетах таким же, как при движении по суше на соответствующей передаче коробки передач, но с поправкой, учитывающей вращение воды вместе с движителями. Для машин с гребными винтами и водометными движителями коэффициент δ значительно меньше коэффициента вращающихся масс машин при движении их на прямой передаче. Поэтому для таких машин его можно принимать равным нулю, если разгон осуществляется только с помощью водоходного движителя.

Коэффициент k_{11} значительно влияет на силу сопротивления разгону в течение его первого и второго периодов. Поэтому его необходимо знать для получения точных расчетов.

Выбег — движение машины после отключения водоходного и сухопутного движителей от двигателя при отсутствии ветра и течения осуществляется только за счет силы инерции. В первый момент после отключения водоходного движителя наблюдается обусловленное большим сопротивлением воды быстрое снижение скорости, которое постепенно замедляется и в конце выбега становится монотонным. Путь и время выбега зависят от сопротивления воды, массы машины, присоединенной массы воды и скорости машины в момент отключения водоходных движителей. Следует отметить, что управление машинами при движении их по инерции становится более трудным по мере уменьшения скорости. Особенно тяжело управлять машинами (водяными рулями, колесами) при уменьшении скорости до $1,0 \text{ м/с}$ и менее. Путь и время свободного выбега у плавающих машин на спокойной воде соответственно равны $15\text{--}30 \text{ м}$ и $10\text{--}20 \text{ с}$.

Торможение на плаву осуществляется с использованием силы тяги водоходных движителей и силы сопротивления движению. Наиболее эффективно гашение скорости движения осуществляется при переключении водоходного движителя на задний ход, если движитель имеет значительную силу тяги на данном режиме работы. Если сила тяги движителя при заднем ходе мала, то торможение происходит в основном в результате действия внешних сил сопротивления движению, и в этом случае путь и время торможения существенно не отличаются от пути и времени свободного выбега. Поэтому при разработке водоходных движителей необходимо стремиться к созданию достаточно большой силы тяги при заднем ходе, что улучшает тормозные характеристики машин на плаву. Кроме того, обеспечивается более надежное движение задним ходом по мелководью при неудачной попытке выйти на берег.

На тормозной путь и время торможения влияет способ реверсирования водоходного движителя, т. е. переключение его с пе-

реднего хода на задний ход и наоборот. Поэтому чем больше время реверсирования, тем больше тормозной путь, так как во время реверсирования машина движется по инерции, и уменьшение скорости движения происходит только под действием сил сопротивления движению. Реверсирование большинства водоходных движителей проводится изменением направления вращения рабочего органа движителя (гребного винта, гусеницы и т. д.). Реверсирование водометных движителей может осуществляться, кроме того, изменением направления выброса воды с помощью различных по конструкции реверсивно-рулевых устройств. В случае использования на машинах поворотных водоходных движителей (гребных винтов, гребных винтов в насадках, водометов) можно обеспечить практически равные по величине силы тяги движителя при переднем и заднем ходах изменением направления тяги движителя, что осуществляется поворотом его на 180° относительно вертикальной или горизонтальной осей.

Присоединенные массы воды необходимо знать при расчете сил инерции и инерционных характеристик при поступательном движении машин. Присоединенные массы, статические моменты и моменты инерции также являются неизменными элементами уравнений движения машины по криволинейной траектории и колебательных движений машины при качке.

Присоединенная масса воды λ_{11} , необходимая для расчета инерционных характеристик машин, является сложной функцией формы и размеров корпуса и ходовой части машины, глубины воды, скорости движения и ускорения, а также состояния водной поверхности. Одновременный учет всех перечисленных факторов при расчете присоединенной массы воды является чрезвычайно сложным и при определенных обстоятельствах неоправданным. Поэтому определять присоединенную массу целесообразно для каких-то конкретных условий движения, которые наиболее характерны при эксплуатации машин на плаву. За такие условия в настоящее время следует принимать движение по спокойной воде глубиной $4\text{--}6 \text{ м}$ в отсутствие ветра и в диапазоне скоростей от 0 до максимальной в водоизмещающем режиме.

Присоединенная масса воды λ_{22} используется при расчетах движения машины с ускорениями, направление которого перпендикулярно продольной оси симметрии машины. Например, присоединенная масса λ_{22} вместе с массой λ_{11} используется при расчетах управляемости машин и т. д.

Наиболее точно определяют присоединенные массы воды λ_{11} и λ_{22} инерционным способом на натурных машинах. Этот способ определения позволяет учитывать все основные факторы, влияющие на величину присоединенной массы, — вязкость воды, глубину воды и ее свободную поверхность, скоростные параметры движения и конструктивные особенности корпуса и ходовой части машин. При использовании этого способа нужно проводить буксировочные испытания для определения зависимости сопротивления воды от скорости движения и группу опытов для нахождения зависимости уменьшения скорости движения или ускорения машины в процессе свободного выбега. Приняв, что сопротивление воды в процессе свободного выбега равно сопро-

тивлению воды при той же скорости движения в процессе буксировки машины, можно, используя уравнение движения в процессе свободного выбега, определить присоединенную массу воды

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = -R(v) \text{ и } (m + \lambda_{22}) \frac{dv}{dt} = -R(v),$$

поскольку все величины в этих уравнениях, кроме λ_{11} и λ_{22} , известны из опытов.

Аналогичным способом можно определять присоединенные массы воды на масштабных моделях машин.

Другой инерционный способ определения присоединенной массы воды λ_{11} менее сложен по объему испытаний, но и менее точен, так как он недостаточно учитывает влияние свободной поверхности воды. В этом случае натурная машина при работе водоходных движителей в швартовом режиме начинает движение после мгновенного отсоединения швартового троса. При этом записывают ускорение и силу тяги $P_{ш}$ водоходного движителя. Если считать, что в момент начала движения сопротивление воды и воздуха равно нулю, то присоединенная масса воды определяется из уравнения

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = P_{ш}(n),$$

в котором все величины, кроме искомой, известны. Этот же способ можно использовать для нахождения присоединенных масс воды λ_{11} и λ_{22} масштабных моделей машин, движение которых из состояния покоя начинается мгновенно под действием свободного падающего груза заданного веса.

Присоединенную массу воды можно также определять на масштабных моделях машин с помощью виброустановки, схема которой показана на рис. 53. Дублированная модель корпуса или дублированная модель машины с ходовой частью размещается в водяной ванне на специальной подвеске в виде штока с пластинчатыми пружинами суммарной жесткостью S . Модель машины через подвеску приводится в незатухающее колебательное движение с помощью электромагнита и прерывателя, в цепь которых включен счетчик импульсов колебаний. Измеряя последовательно период колебаний T_0 одной подвески в отсутствии модели, период колебаний T_1 модели машины на подвеске в воздухе и период колебаний T_2 модели на подвеске в воде, рассчитывают присоединенную массу воды по формуле

$$\lambda_{11} = m(T_2^2 - T_1^2)/(T_1^2 - T_0^2),$$

где $T_0 = 2\pi\sqrt{m_0/c}$; $T_1 = 2\pi\sqrt{(m_0 + m_M)/c}$; $T_2 = 2\pi\sqrt{(m_0 + m_M + \lambda_{11})/c}$; m_M — масса модели машины; m_0 — приведенная масса подвески виброустановки.

Установка дает возможность находить значения присоединенной массы воды λ_{11} , λ_{22} и присоединенной массы воды при вертикальных перемещениях машины λ_{33} , а также присоединенные моменты инерции воды после замены поступательного движения штока на вращательное.

В тех случаях, когда использование описанных способов определения присоединенной массы воды не представляется воз-

можным, ее можно рассчитать по приближенным формулам для простейших тел типа параллелепипеда, цилиндра и т. д. Представляя корпус машины в виде параллелепипеда, а расположенные ниже корпуса элементы ходовой части машин или также в виде параллелепипеда, или в виде сплюснутого эллипсоида у колесных машин, можно найти присоединенную массу как сумму масс корпуса и элементов ходовой части (рис. 54). Принимая углубление корпуса $T = 2d$, длину корпуса по ватерлинии $L = 2l$ и его ширину по ватерлинии $B = 2b$, можно рассчитать присоединенную массу воды при движении машины в направлении соответствующих осей.

Присоединенная масса воды при движении машины в направлении оси X

$$\lambda_{11 \text{ кор}} = 2\mu_x(l/b)\mu(d/b)\pi\rho b^2 d;$$

в направлении оси Y

$$\lambda_{22 \text{ кор}} = 2\mu_y(b/d)\mu(l/d)\pi\rho d^2 l,$$

где μ_x , μ_y и μ — поправочные коэффициенты (рис. 55).

Аналогично рассчитывают присоединенные массы элементов ходовой части, а присоединенные массы воды всей машины будут равны

$$\lambda_{11} = \lambda_{11 \text{ кор}} + \lambda_{11 \text{ х.ч}} \text{ и } \lambda_{22} = \lambda_{22 \text{ кор}} + \lambda_{22 \text{ х.ч}}.$$

Коэффициенты присоединенных масс воды k_{11} и k_{22} с учетом влияния глубины воды и скорости движения можно определить по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= (0,73 + 0,86\sigma) \frac{B}{L} \left\{ \frac{2T_0}{B} [0,24 + 3,2 \left(\frac{B}{L}\right)^2] \times \right. \\ &\times 1,36 \left(\frac{T_0}{h}\right)^{0,8} \left. \right\} + 0,15 F_{11} \left(\frac{v}{\sqrt{gh}}\right)^{0,37}; \\ k_{22} &= (0,84 + 0,92\sigma) \frac{L}{B} \left\{ \frac{2T_0}{B} [0,13 + 0,38 \left(\frac{L}{B}\right)^{0,25}] \times \right. \\ &\times [0,21 + 0,68 \left(\frac{T_0}{h}\right)^{0,4}] + 0,9 \left(\frac{T_0}{h}\right)^{0,4} \left. \right\} + F_{22} \left(\frac{v}{\sqrt{gL}}\right), \end{aligned} \right\} (38)$$

где $\sigma = (V - V_{хч})/(LBT_{cp})$; $F_{11} = BT_{cp} + z_K b_T (T_0 - T_{cp})$; $F_{22} = LT_{cp} + z_K \{ \pi R_K^2 - 0,066 [2R_K - (T_0 - T_{cp})(6d + 8l)] \}$; z_K — число катков (колес) машины; R_K — радиус катка (колеса), м; d — длина хорды катка (колеса) в плоскости днища корпуса, м; b — расстояние между точкой хорды, расположенной на окружности катка (колеса) в плоскости днища корпуса, и в верхней точке катка (колеса), м.

При расположении катков (колес) ниже плоскости днища корпуса площадь F_{22} определяется по выражению

$$F_{22} = LT_{cp} + z_K \pi R_K^2.$$

Формулы (38) позволяют рассчитывать коэффициенты k_{11} и k_{22} с учетом глубины воды и скорости движения.

Расчет времени и пути разгона машины на плаву проводится

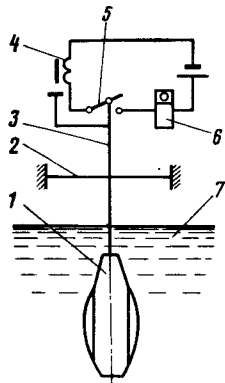


Рис. 53. Схема виброустановки для определения присоединенных масс воды:

1 — дублированная модель машины; 2 — пластинчатая пружина; 3 — шток; 4 — электромагнит; 5 — прерыватель; 6 — счетчик импульсов; 7 — водяная ванна

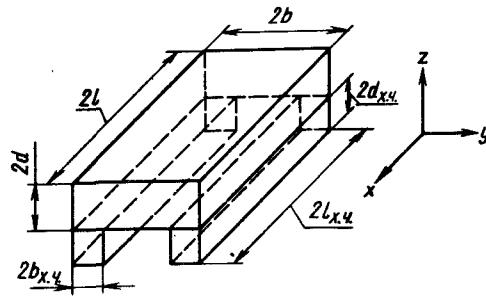
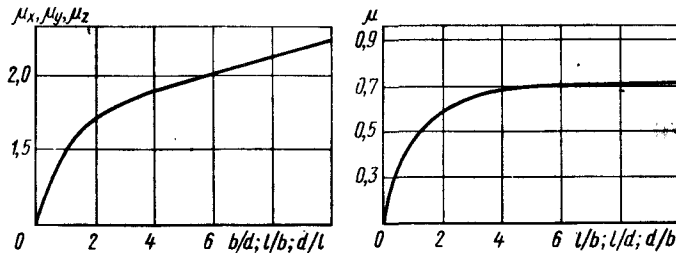


Рис. 54. Схематизированный корпус и ходовая часть машины для определения присоединенной массы

Рис. 55. Значения коэффициентов μ_x , μ_y и μ при ходовой части машины в виде параллелепипеда



следующим образом. При разгоне машины на плаву на спокойной воде ее движение описывается уравнением:

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = \Sigma P(v, n) - R_x(v) - R_W(v), \quad (39)$$

где ΣP — суммарная сила тяги водоходных движителей при заданном режиме работы двигателя.

Если пренебречь ввиду малости сопротивлением воздуха и считать, что в процессе разгона сила тяги водоходных движителей сохраняется неизменной и равной силе тяги при установившейся скорости в конце разгона, то, интегрируя уравнение (39), получим следующие формулы для расчета времени и пути разгона машины из состояния покоя до скорости, близкой к максимальной [20]:

$$t_p = \frac{(m + \lambda_{11})v_{\max}}{2R_{x \max}} \ln \frac{1 + v/v_{\max}}{1 - v/v_{\max}};$$

$$S_p = \frac{m + \lambda_{11}}{2R_{x \max}} \ln \frac{1}{1 - (v/v_{\max})^2}.$$

В случае разгона машины с некоторой скорости v_i до заданной или близкой к максимальной время и путь разгона определяются выражениями

$$t_p = \frac{(m + \lambda_{11})v_{\max}}{2R_{x \max}} \left[\ln \frac{1 + v/v_{\max}}{1 - v/v_{\max}} - \ln \frac{1 + v_i/v_{\max}}{1 - v_i/v_{\max}} \right];$$

$$S_p = \frac{(m + \lambda_{11})v_{\max}^2}{2R_{x \max}} \ln \frac{1 - (v_i/v_{\max})^2}{1 - (v/v_{\max})^2},$$

где v_{\max} — максимальная скорость движения, м/с; v — условная максимальная или заданная скорость, равная $(0,95 \div 0,97) v_{\max}$; $R_{x \max}$ — горизонтальная составляющая главного вектора сопротивления воды при движении с максимальной скоростью.

При расчете времени и пути свободного выбега машины на плаву движение машин в процессе свободного выбега на спокойной воде при отсутствии ветра можно разделить на два периода. Первый занимает промежуток времени от момента подачи команды на отключение двигателя до момента его действительного отключения. За этот промежуток времени машина продолжает движение с прежней скоростью v_0 , и путь, проходимый ею за данный промежуток времени,

$$S_1 = v_0 t_1,$$

где t_1 — время, затрачиваемое на отключение водоходного движителя от двигателя машины, с.

Второй период определяется временем, в течение которого после отключения двигателя скорость машины уменьшается до какой-то желаемой величины или до нуля. При условии сохранения прямолинейности курса движение машины в этот период характеризуется уравнением вида

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = -R_0(v), \quad (40)$$

с помощью которого можно рассчитать время и путь выбега машины во втором периоде. Тогда суммарное время и суммарный путь свободного выбега находят по выражениям

$$t_B = t_1 + t_2; \quad S_B = S_1 + S_2,$$

где t_2 и S_2 — соответственно время и путь выбега во втором периоде движения.

Поскольку первый период для плавающих машин очень кратковременный и не превышает 2—3 с, время и путь свободного выбега в первом периоде можно не учитывать. Тогда, проинтегрировав уравнение (40), получаем следующие выражения для расчета времени и пути свободного выбега машин:

$$t_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{R_{00}} \left(\frac{1}{v_i} - \frac{1}{v_0} \right); \quad (41)$$

$$S_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{R_{00}} \ln \frac{v_0}{v_i}, \quad (42)$$

где R_{00} — буксировочное сопротивление воды при скорости движения v_0 , Н; v_0 и v_i — скорость машины соответственно в начале и в конце свободного выбега, м/с.

В конце свободного выбега скорость машин уменьшается весьма медленно и монотонно приближается к нулю. Поэтому в формулах (41), (42) для практических расчетов задаются некоторым предельным значением конечной скорости, близкой к нулевой, например $v_i = 0,05 v_0$.

В этом случае время и путь свободного выбега рассчитываются по выражениям

$$t_B = 19(m + \lambda_{11})v_0/R_{60};$$

$$S_B = 3(m + \lambda_{11})v_0^2/R_{60}.$$

Промежуточные параметры свободного выбега (скорость и пройденный путь) в функции времени t могут находиться по формулам

$$v(t) = \frac{v_0}{1 + R_{60}t/(m + \lambda_{11})};$$

$$S(t) = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{R_{60}} \ln \left[1 + \frac{R_{60}}{(m + \lambda_{11})v_0} t \right].$$

На характеристики свободного выбега транспортных плавающих машин с большой площадью парусности существенно влияют ветровые нагрузки. Вследствие этого при расчетах параметров выбега необходимо учитывать действующие на машину аэродинамические силы [20]. Уравнение движения машины с учетом аэродинамических сил будет иметь вид

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = -R_{60}(v) \pm R_{WX}. \quad (43)$$

Уравнение (43) имеет два решения, обусловленные направлением аэродинамической силы. При встречном ветре сила R_{WX} совпадает по направлению с силой R_{60} , и тогда расчет времени и пути выбега ведется, если выбег заканчивается полной остановкой машины, по формулам

$$t_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0}{\sqrt{R_{60}R_{WX}}} \operatorname{arctg} \sqrt{R_{60}/R_{WX}};$$

$$S_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{2R_{60}} \ln [1 + (R_{60}/R_{WX})].$$

Для случая уменьшения скорости до желаемой величины v_i используются формулы

$$t_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0}{\sqrt{R_{60}R_{WX}}} \operatorname{arctg} \frac{[1 - (v_i/v_0)\sqrt{R_{60}/R_{WX}}]}{[1 + (v_i/v_0)\sqrt{R_{60}/R_{WX}}]};$$

$$S_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{2R_{60}} \ln \frac{1 + (R_{60}/R_{WX})}{1 + (v_i/v_0)^2 (R_{60}/R_{WX})}.$$

При попутном ветре силы R_{60} и R_{WX} направлены в противоположные стороны, и поэтому скорость движения машины в процессе свободного выбега может уменьшиться только до величины, равной $v_{\min} = v_0 \sqrt{R_{WX}/R_{60}}$. Расчет уменьшения скорости

целесообразно вести до значения $v_i = 1,05 v_{\min}$. Поэтому при попутном ветре параметры выбега рассчитывают по формулам

$$t_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0}{2\sqrt{R_{60}R_{WX}}} \ln \frac{v_0(\sqrt{R_{WX}/R_{60}} + v_i)(1 - \sqrt{R_{WX}/R_{60}})}{v_0(\sqrt{R_{WX}/R_{60}} - v_i)(1 + \sqrt{R_{WX}/R_{60}})};$$

$$S_B = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{2R_{60}} \ln \frac{R_{60} - R_{WX}}{(v_i/v_0)^2 R_{60} - R_{WX}}.$$

Расчет времени и пути торможения машины на плаву проводится также для нескольких характерных периодов.

Первый период обусловлен временем реакции водителя t_1 , в течение которого он осознает необходимость торможения и начинает реверсирование водоходного движителя. Время реакции водителя зависит от его квалификации, физиологических особенностей и других причин и составляет 0,3—1,5 с. В среднем для расчетов можно принимать его равным 0,8—0,9 с.

Второй по времени период t_2 включает промежуток от начала реверсирования водоходного движителя до начала его работы на заднем ходу. Продолжительность второго периода определяется в основном конструкцией водоходного движителя и квалификацией водителя. У машин, реверсирование движителей которых достигается изменением направления вращения рабочего органа (колеса, гусениц, гребного винта и т. д.), время $t_2 = 3-4$ с. У машин, реверсирование движителей которых происходит с помощью различных дефлекторных устройств (например, заслонки и каналы заднего хода у водометных движителей) или путем изменения направления вектора силы тяги время t_2 несколько меньше и составляет 1,5—2,0 с.

Третий период можно считать равным промежутку времени от начала работы водоходного движителя на режиме заднего хода до момента остановки машины относительно воды или достижения желаемой скорости движения. Продолжительность данного периода зависит от массы машины, скорости ее движения в начале этого периода, силы тяги движителей на режиме заднего хода и присоединенной массы воды.

Общее время t_T , необходимое для остановки машины при движении по воде с момента возникновения необходимости торможения,

$$t_T = t_1 + t_2 + t_3.$$

Так как в течение времени t_1 машина продолжает двигаться со скоростью v_0 , а за промежуток времени t_2 совершает свободный выбег под действием инерционных сил, то в основном скорость уменьшается за время t_3 .

Пути, проходимые машиной за первый и второй периоды,

$$S_1 = v_0 t_1;$$

$$S_2 = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{R_{60}} \ln \left[1 + \frac{R_{60}}{(m + \lambda_{11})v_0} t_2 \right].$$

В третьем активном периоде торможения падение скорости движения обусловлено силами сопротивления движению и силой

тяги движителя при его работе на задний ход. Поэтому полагая для упрощения силу тяги движителя постоянной и равной его силе тяги на швартовном режиме заднего хода $P_{з.х}$ и пренебрегая сопротивлением воздуха, можно написать следующее уравнение движения машины в третьем периоде:

$$(m + \lambda_{11})dv/dt = -P_{з.х}(n) - R(v). \quad (44)$$

Решение уравнения (44) дает следующие выражения для расчета времени и пути торможения в третьем периоде:

$$t_3 = \frac{(m + \lambda_{11})v_0}{\sqrt{R_{\zeta_0} P_{з.х}}} \operatorname{arctg} \frac{v_2}{v_0} \sqrt{\frac{R_{\zeta_0}}{P_{з.х}}};$$

$$S_3 = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{2R_{\zeta_0}} \ln \left[1 + \left(\frac{v_2}{v_0} \right)^2 \frac{R_{\zeta_0}}{P_{з.х}} \right],$$

где v_2 — скорость машины в конце второго периода торможения.

Суммарный путь торможения машины от начальной скорости v_0 до полной остановки

$$S_T = S_1 + S_2 + S_3.$$

Промежуточные параметры третьего периода процесса торможения для случая уменьшения скорости движения от v_2 до v_i могут быть найдены по формулам

$$t_3^{\Pi} = \frac{(m + \lambda_{11})v_0}{\sqrt{R_{\zeta_0} P_{з.х}}} \left[\operatorname{arctg} \frac{v_2}{v_0} \sqrt{\frac{R_{\zeta_0}}{P_{з.х}}} - \operatorname{arctg} \frac{v_i}{v_0} \sqrt{\frac{R_{\zeta_0}}{P_{з.х}}} \right];$$

$$S_3^{\Pi} = \frac{(m + \lambda_{11})v_0^2}{2R_{\zeta_0}} \ln \frac{(v_2/v_0)^2 + (P_{з.х}/R_{\zeta_0})}{(v_i/v_0)^2 + (P_{з.х}/R_{\zeta_0})}.$$

В случае необходимости приведенные выражения для расчетов времени и пути разгона, свободного выбега и торможения могут быть использованы после небольших преобразований для расчета и оценки инерционных характеристик при движении машин задним ходом, т. е. для расчета разгона машины задним ходом и т. д.

5.2. ВОДОХОДНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ И ИХ РАСЧЕТ

На машинах для обеспечения их передвижения по воде могут использоваться водоходные движители различных конструктивных типов: колесные, гусеничные, гребные винты, водометы, роторно-винтовые (шнековые) и др. Все перечисленные движители относятся к реактивному типу, поскольку их движущая сила создается за счет реакции воды, отбрасываемой с приращением скорости в сторону, противоположную направлению движения машины. Поэтому водоходные движители отличаются один от другого не принципом работы, а конструкцией рабочего органа или аппарата, с помощью которого воде сообщается ускорение.

Рабочие органы водоходных движителей обладают различной эффективностью, что обуславливает и различную эффективность самих движителей, и присутствие им преимуществ и недостатки. При выборе водоходного движителя следует учитывать тип и

назначение машины, условия ее эксплуатации, а также необходимость обеспечения скоростных показателей машины и ее маневренности.

Водоходный движитель плавающих машин должен удовлетворять следующим требованиям:

иметь небольшие размеры и массу, при размещении в корпусе машины в возможно меньшей степени уменьшать его водоизмещение;

обеспечивать необходимую по условиям эксплуатации машины силу тяги и обладать достаточно высоким пропульсивным КПД;

допускать возможность его использования в качестве реверсивно-рулевого устройства для обеспечения хорошей маневренности машины при движении по воде передним и задним ходом;

быть простым по конструкции, удобным для компоновки на машине и технического обслуживания;

должен быть хорошо защищен от повреждений при движении машины по суше, мелководью, а также при входе в воду и выходе на берег.

Колесный водоходный движитель. На некоторых машинах в качестве водоходного движителя используется колесный сухопутный движитель, что позволяет таким машинам передвигаться по воде с небольшой скоростью. Использование одного движителя в качестве водоходного и сухопутного позволяет упростить общую компоновку и устройство машины. Кроме того, в этом случае колеса машины могут выполнять функции реверсивно-рулевого устройства.

Большим недостатком колесного водоходного движителя, ограничивающим его использование, является невозможность получения требуемой силы тяги, что определяет малые скорости движения по воде, посредственную управляемость, а также худшие характеристики по проходимости в процессе входа машин в воду и выходе из нее. Последнее объясняется тем, что при входе в воду и выходе из нее на колесах не может быть получена достаточная сила тяги из-за малого сцепного веса машины. Требуемая сила тяги на колесах как на водоходном движителе не обеспечивается из-за малой частоты вращения и неполного погружения в воду. К недостаткам колесного водоходного движителя следует отнести также уменьшение силы тяги по мере износа протектора шин. Сила тяги колесного водоходного движителя определяется в основном массой и скоростью отбрасываемой движителем воды.

Масса отбрасываемой движителем воды зависит от колесной формулы машины, конструкции и размеров шин и дисков колес, износа протектора шин, степени погружения колес в воду и других факторов. Конструкцию шин для плавающих машин разрабатывают из условий движения по суше, поэтому не учитываются особенности использования колес как водоходного движителя. Скорость, с которой колесный движитель отбрасывает воду, также зависит от некоторых факторов: частоты вращения колеса, скорости движения машины, степени погружения колес в воду, экранирования их корпусом машины и др. Для улучше-

ния гидродинамических характеристик колесного водоходного движителя вводят различные дополнительные конструктивные устройства, в частности, установку внутри диска колеса лопаток центробежного насоса, с помощью которых можно несколько улучшить технические параметры колес как водоходных движителей.

Аналитический расчет силы тяги, создаваемой колесами при вращении в воде, затруднителен. Более точными являются результаты расчета, выполненного с использованием экспериментальных зависимостей силы тяги и момента на колесе в функции частоты его вращения, отнесенные к его смоченной поверхности, которая принимается равной площади цилиндра с диаметром и шириной колеса.

Одной из таких зависимостей, определяющих силу тяги одного полностью погруженного и работающего вблизи корпуса колеса в швартовном режиме, является следующая:

$$P_{к.уд} = P_{к}/S = 65,116n_{к} - 154,78n_{к}^2 + 166,03n_{к}^3 - 48,788n_{к}^4, \quad (45)$$

где $n_{к}$ — частота вращения колеса, c^{-1} ; $P_{к}/S$ — сила тяги, отнесенная к смоченной поверхности колеса, H/m^2 ; S — смоченная поверхность колеса, $S = \pi D_{к} (B_{ш} + 0,5D_{к})$, $B_{ш}$ — ширина шины, $D_{к}$ — диаметр колеса, m^2 .

Момент сопротивления вращению одного полностью погруженного и работающего вблизи корпуса машины колеса в швартовном режиме, отнесенный к смоченной поверхности колеса, определяется выражением

$$M_{с.уд} = M_{с}/S = 17,83n_{к}^2, \quad (46)$$

где $M_{с}$ — момент сопротивления вращению колеса, $H \cdot m$.

Используя выражения (45) и (46), можно приближенно рассчитать силу тяги и момент сопротивления вращению, создаваемые любым числом ведущих колес машины с различными размерами шин.

Гусеничный водоходный движитель. Некоторые плавающие машины передвигаются по воде только в результате перематывания гусеничных цепей, полностью погруженных в воду. Ранее на машинах устанавливали также частично погруженные гусеничные водоходные движители, у которых верхняя ветвь гусеничной цепи была расположена выше ватерлинии машины. В настоящее время такие схемы движителей не применяются из-за сложности, большей массы и высокой стоимости гусеничного обвода. Существенным недостатком этой схемы являлось также образование водовоздушной эмульсии у нижней ветви гусеницы, что снижало силу тяги вследствие уменьшения массы отбрасываемой воды. Эти недостатки устранены в полностью погруженном в воду гусеничном движителе, верхняя ветвь которого размещена в специальном гидродинамическом кожухе. Последний состоит, как правило, из носка, образующего переднюю часть кожуха, дефлектора, расположенного в кормовой части машины, и фартука, выполненного в виде наружного листа и образующего вместе с бортовым листом и надгусеничной полкой

коробчатый канал, в котором перемещается верхняя ветвь обвода. Гидродинамический кожух, который может полностью или частично закрывать верхнюю часть гусеничного обвода, увеличивает силу тяги движителя за счет уменьшения отрицательной силы тяги верхних ветвей и, кроме того, уменьшает сопротивление воды, вызываемое верхними частями обводов.

Суммарная сила тяги полностью погруженного гусеничного движителя представляет собой разность сил тяги, создаваемых нижними и верхними частями обводов при вращении гусеницы. Несмотря на то, что гидродинамический кожух позволяет при правильном выборе размеров его конструктивных элементов уменьшить отрицательное влияние верхней части обводов, КПД гусеничных движителей невысокий.

Приближенный расчет силы тяги и потребляемой гусеничным движителем мощности можно проводить по следующей упрощенной методике.

1. Определяется коэффициент упора гусеничного движителя по формуле

$$c_p = 0,0252 - 0,00719v/v_{гц} - 0,0304(v/v_{гц})^2,$$

где $v_{гц}$ — скорость перематывания гусеничной цепи, m/c .

2. Рассчитывается упор, создаваемый двумя вращающимися гусеницами,

$$P = 2c_p \rho S v_{гц}^2,$$

где S — условная площадь гидравлического сечения движителя, равная площади одной растянутой гусеничной цепи, m^2 .

3. Вычисляется коэффициент мощности гусеничного движителя по формуле

$$c_N = 0,1035(2,18 - Fr)(1,04 - v/v_{гц}),$$

где $Fr = v_{гц}/\sqrt{g\sqrt{S}}$ — число Фруда, выражающее относительную скорость гусениц при их перематывании.

4. Определяется мощность, необходимая для перематывания гусениц с заданной скоростью,

$$N_{гц} = 2c_N \rho S v_{гц}^3,$$

которая с учетом потерь в трансмиссии машины сравнивается с мощностью двигателя машины.

Силу тяги движителя можно также рассчитать по экспериментально полученной зависимости удельной силы тяги движителя от скорости перематывания гусеничной цепи $P_{уд} = 0,5P/S = f(v_{гц})$ и момента, отнесенного к площади гидравлического сечения движителя и необходимого для перематывания гусеничных цепей $M_{уд} = 0,5M/S = f(v_{гц})$. Зная площадь гидравлического сечения гусеничного движителя, в отношении которого ведется расчет, можно, используя значения удельной силы тяги и удельного момента, рассчитать силу тяги и момент на гусеничном водоходном движителе.

Гребной винт. Наиболее распространенным типом водоходного движителя плавающих машин являются гребные винты. В сравнении с другими водоходными движителями гребные винты

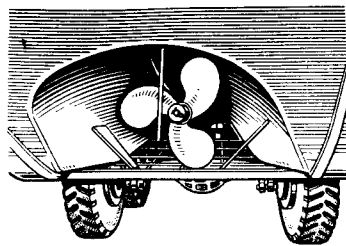


Рис. 56. Тоннельное расположение гребного винта на машине

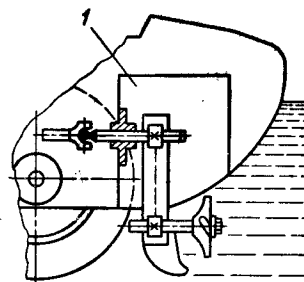


Рис. 57. Схема поворотной колонки с гребным винтом:
1 — ниша для подъема винта

просты по устройству, надежны в эксплуатации, если хорошо защищены, обладают наиболее высоким КПД среди двигателей плавающих машин.

Число гребных винтов на машине зависит от мощности двигателя, массы машины и размеров ее корпуса, схемы общей компоновки и других факторов и не превышает двух. При использовании одного гребного винта его располагают по продольной оси машины; при наличии двух гребных винтов их размещают на большом межцентровом расстоянии один от другого. В последнее время на колесных машинах отмечается тенденция располагать винты снаружи корпуса непосредственно за задними колесами. Это позволяет увеличить водоизмещение корпуса, обеспечить лучшую управляемость машины, но усложняет конструкцию привода гребных винтов и уменьшает КПД двигателя, так как в этом случае невозможно скомпоновать винты достаточно большого диаметра.

Гребные винты машин имеют сравнительно небольшие диаметры (0,3—1,2 м), что обусловлено спецификой их компоновки и работы на машинах. Большинство винтов трехлопастные с шаговым отношением 0,6—1,3 и дисковым 0,48—0,6. Удельная сила тяги винтов машин на швартовном режиме 0,1—0,16 Н/Вт.

На многих машинах гребные винты размещены в специальных тоннелях, расположенных в кормовой части корпуса (рис. 56). Тоннельное расположение винтов позволяет установить винт большего диаметра и получить более высокие пропульсивные характеристики; кроме того, при этом винты защищены от повреждений при движении по суше и по мелководью, и вода достаточно плавно подтекает к винту при плавании. Но вместе с тем диаметр гребных винтов машин во многих случаях ограничен по условиям компоновки их в корпусе и, как правило, даже при тоннельном размещении меньше того оптимального диаметра, при котором обеспечивается наиболее высокий КПД.

На машинах устанавливаются также различные по типу и конструктивному исполнению поворотные колонки с гребными винтами, которые при движении по суше убираются в специальные ниши корпуса (рис. 57), а при движении по воде с помощью механического или гидравлического приводов опускаются в рабо-

чее положение ниже плоскости днища машины. Такая схема размещения винтов несколько улучшает условия их работы в воде, но повышает возможность их повреждения при плавании и движении по мелководью, что требует введения специальных защитных устройств, предотвращающих поломку винтов.

Гребные винты большинства плавающих машин работают с большими коэффициентами нагрузки, которые представляют собой отношение упора винта к динамическому давлению

$$\sigma_p = 2P/(\rho F_p v_p^2),$$

где P — упор винта; v_p — скорость потока воды, набегающего на винт; F_p — гидравлическое сечение винта.

Из теории известно, что КПД идеального двигателя

$$\eta_i = 2/(1 + \sqrt{1 + \sigma_p}),$$

т. е. КПД двигателя увеличивается с уменьшением коэффициента нагрузки (с уменьшением упора и увеличением площади гидравлического сечения двигателя и скорости набегающего потока). На судах для повышения КПД устанавливаемых гребных винтов стремятся в максимальной мере увеличивать гидравлическое сечение двигателей путем установки гребных винтов большого диаметра. Это позволяет иметь коэффициенты нагрузки по упору не более двух. Из-за специфических условий работы гребных винтов на плавающих машинах (движение по суше, мелководью, вход в воду и выход из нее и т. д.) конструкторы машин вынуждены ограничивать по условиям компоновки диаметры гребных винтов, что приводит к уменьшению площади гидравлического сечения двигателей и, как следствие, к увеличению коэффициентов нагрузки до 10—15. При таких значениях коэффициента нагрузки гребные винты имеют малый КПД, не превышающий 0,25—0,30. Поэтому большие коэффициенты нагрузки — это первая особенность гребных винтов плавающих машин, отличающая их от винтов судов. В связи с этим при проектировании гребных винтов машин необходимо стремиться в первую очередь уменьшать коэффициенты нагрузки по упору главным образом за счет увеличения площади гидравлического сечения двигателей и уменьшения сопротивления воды, так как оно определяет требуемый упор.

На машинах из-за близости к винтам элементов ходовой части и корпусов машин гребные винты работают в сильно возмущенном потоке, который снижает их эффективность. В этих случаях наблюдается более существенное взаимодействие винтов с корпусом и элементами ходовой части по сравнению с гребными винтами судов. Это является второй особенностью гребных винтов плавающих машин, которую также необходимо учитывать при разработке и проектировании гребных винтов.

Взаимодействие гребного винта с корпусом и ходовой частью машины явление очень сложное. Корпус машины и элементы ходовой части при движении в воде изменяют структуру и скорость потока, подходящего к гребному винту, что значительно меняет условия работы его лопастей. В результате упор, момент и КПД винта, работающего вблизи корпуса и элементов ходовой

части, отличаются от таких же параметров, характеризующих работу винта при той же частоте вращения и скорости движения в свободной воде, т. е. в отсутствии корпуса и ходовой части машины. С другой стороны, работающий гребной винт влияет на структуру и скорости потока воды в кормовой части машины, что меняет условия обтекания корпуса и элементов ходовой части. Вследствие этого сопротивление воды движению машины при работающем гребном винте отличается от сопротивления воды при буксировке машины.

Задача определения поля скоростей около комплекса "гребной винт — корпус — ходовая часть", являющаяся одной из сложных задач теоретической гидромеханики, еще полностью не решена. Поэтому при практических расчетах и проектировании гребных винтов используются понятия "попутный поток" и "засасывание", которые при расчетах позволяют учесть в определенной мере взаимодействия гребного винта с корпусом и ходовой частью машины.

Воздействие попутного потока учитывают следующим образом. Если на машине, движущейся относительно невозмущенной воды со скоростью v , измерить скорость потока v_p в месте расположения гребного винта, то скорость v_p будет меньше скорости v , т. е.

$$v - v_p = \psi_{\Pi} v \text{ и } \psi_{\Pi} = (v - v_p) / v.$$

Величина $\psi_{\Pi} v$ называется скоростью попутного потока, а величина ψ_{Π} — коэффициентом попутного потока, определяющим уменьшение скорости потока в диске винта, обусловленное влиянием корпуса и элементов ходовой части, расположенных перед гребным винтом.

Попутный поток не однороден, а меняется от точки к точке в диске винта как по скорости, так и по направлению. Исследования распределения попутного потока в дисках винтов судов показывают, что попутный поток в диске винта распределяется неравномерно и зависит от радиуса и угла поворота лопастей, формы кормы корпуса и от расстояния винта от корпуса. Вследствие этого величина попутного потока может быть определена только как некоторая средняя скорость.

Попутный поток принято разделять на три составляющие: потенциальный поток, поток трения и волновой поток. Потенциальная составляющая попутного потока возникает в результате струйного обтекания корпуса. При движении машины корпус вытесняет частицы воды, которые сначала движутся вперед и в стороны в носовой части корпуса, затем в обратном направлении по бортам машины и, наконец, за кормой снова вперед и по направлению к продольной оси машины. Попутный поток трения обусловлен вязкостью воды. Вследствие трения между собой и с поверхностью корпуса и ходовой части частицы воды увлекаются машиной. Волновая составляющая попутного потока является следствием влияния свободной поверхности воды. Она положительна, если зона расположения гребного винта находится под гребнем волны, и отрицательна при расположении этой зоны под впадиной волны. Для плавающих машин определяющей является потенциальная составляющая попутного потока.

Наиболее точно коэффициент попутного потока можно определить экспериментально. По результатам испытаний модели гребного винта в свободной воде строят зависимость коэффициента упора винта k_1 в функции относительной поступи винта $\lambda_p = v_p / Dn$. На этот же график наносят зависимость коэффициента угла винта k_1 от абсолютной поступи $\lambda = v / Dn$ при работе винта за корпусом машины. Данные для построения зависимости $k_1 = f(\lambda)$ получают в результате испытаний гребного винта за корпусом машины. Сравнивая значения λ_p и λ , взятые при одном и том же значении коэффициентов упора k_1 и k_1 , можно найти величину среднего попутного потока

$$\lambda_p / \lambda = v(1 - \psi) / v = 1 - \psi_{\Pi},$$

откуда коэффициент среднего попутного потока

$$\psi_{\Pi} = 1 - \lambda_p / \lambda.$$

Действительная скорость натекания воды на гребной винт с учетом величины попутного потока будет определяться выражением

$$v_p = v(1 - \psi_{\Pi}).$$

Для гусеничных машин с тоннельными гребными винтами, полностью погруженными в воду, $\psi_{\Pi} = 0,15 \div 0,25$. Большие значения ψ_{Π} характерны для машин, у которых вблизи винтов расположены защитные решетки, кронштейны валов, балки жесткости корпуса и другие плохо обтекаемые детали.

У колесных машин с независимой подвеской колес коэффициент попутного потока примерно такой же, как и гусеничных машин. У колесных машин с зависимой подвеской (мостовая схема), особенно если мост машины размещен в зоне тоннельного образования кормы, этот коэффициент может быть значительно больше $\psi_{\Pi} = 0,25 \div 0,45$. При установке гребных винтов ниже плоскости днища можно принимать $\psi_{\Pi} = 0$.

Из теории гребного винта известно, что половину осевой вышванной скорости вода приобретает перед винтом. Это сопровождается уменьшением давления в зоне расположения винта. Уменьшение давления в кормовой части машины вследствие работы винта приводит к увеличению сопротивления воды по сравнению с буксировочным сопротивлением воды R_6 при той же скорости движения, но без работающих винтов. Это возрастание сопротивления воды должно быть преодолено упором винта, вследствие чего на преодоление буксировочного сопротивления воды используется не весь полный упор винта. Полный упор винта в этом случае

$$P = R_x = R_6 + \Delta R,$$

где ΔR — дополнительное сопротивление воды (или сила засасывания), вызванное работой гребного винта.

Отношение $t_3 = \Delta R / P$ называется коэффициентом засасывания. Очевидно, что при использовании коэффициента засасывания полный упор гребного винта можно представить в виде

$$P = R_6 / (1 - t_3).$$

Коэффициент засасывания может быть определен, если известны упор винта и буксировочное сопротивление машины, по формуле

$$t_3 = (P - R_6) / P.$$

Для количественной иллюстрации явления засасывания на рис. 58 представлены зависимости упора винта и буксировочного сопротивления воды полностью снаряженной машины в функции скорости движения при глубине воды 10 м. Для оценки влияния ходовой части машины на засасывание на рис. 58 приведены также кривые упора и буксировочного сопротивления воды для машины с демонтированной ходовой частью. Из сравнения этих зависимостей следует, что работа гребного винта машины вызывает достаточно большое увеличение сопротивления воды, определяемое разницей ординат упора и буксировочного сопротивления воды. Причем для машины с ходовой частью сила засасывания существенно больше силы засасывания для машины с демонтированной ходовой частью в условиях одинакового режима движения.

Значения коэффициентов засасывания t_3 при расчетах тоннельных гребных винтов машин можно брать в следующих пределах: 0,2—0,26 — для гусеничных и колесных машин с независимой подвеской; 0,25—0,3 — для колесных машин с зависимой подвеской. При расположении гребных винтов ниже плоскости днища машины или за габаритами корпуса по бортам можно принимать $t_3 = 0$.

Гребные винты машин работают в потоке воды, для которого характерна большая неравномерность скоростей, обусловленная присутствием элементов ходовой части, плохо обтекаемой формой ниш корпуса и другими факторами. Вследствие большой неравномерности потока упор винта уменьшается по сравнению с упором при работе винта в свободной воде, что учитывается при расчетах введением коэффициентов влияния неравномерности поля скоростей на упор $i_1 = k_1 / k_1$, на момент винта $i_2 = k_2 / k_2$ и на КПД винта $i = i_1 / i_2$. Эти коэффициенты зависят от степени возмущения и неравномерности потока, движущегося к винтам. Ориентировочно можно принимать $i_1 = 0,9 \div 0,97$, $i_2 = 1,5 \div 1,15$ и $i = 0,84 \div 0,92$.

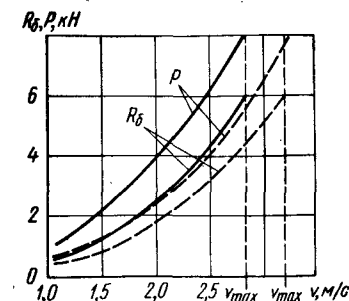
Расчет гребного винта может проводиться с целью определения конструктивных элементов гребного винта, обеспечивающих наиболее эффективное использование мощности двигателя машины — проектировочный расчет, а также с целью оценки эффективности гребного винта при установке его на другой машине — поверочный расчет.

Проектировочный расчет может выполняться по двум характерным схемам:

расчет конструктивных элементов гребного винта, обеспечивающих наиболее высокие тяговые и скоростные параметры машины при полном использовании мощности установленного на ней двигателя;

расчет конструктивных элементов гребного винта, обеспечивающих необходимые параметры тяговых и скоростных ка-

Рис. 58. Влияние работы гребного винта на сопротивление воды: сплошные линии — машина с ходовой частью; штриховые — без нее



честв машины, и определение требуемой для этого мощности двигателя.

Перед выполнением расчетов целесообразно подготовить и проанализировать данные, характеризующие машину, и предполагаемые условия ее эксплуатации. К этим данным относятся наиболее характерные глубина воды и скорость течения, на которых будет эксплуатироваться машина, предельное для машины озерное или морское волнение в баллах, основные размеры и форма корпуса и прохождение ватерлинии, максимально возможные по компоновочным соображениям диаметры гребных винтов и их число, предполагаемый тип рулевого устройства, кинематическая схема привода гребных винтов и мощность двигателя машины, если он уже выбран по каким-то другим соображениям.

Располагая этими данными, можно выполнить некоторые подготовительные расчеты: определить сопротивление воды при движении машины на наиболее характерной глубине спокойной воды, определить необходимый упор гребных винтов с учетом их взаимодействия с корпусом и ходовой частью машины и мощность двигателя, подводимую к гребным винтам.

Сопротивление воды в функции скорости движения определяется или расчетным путем по соответствующим формулам с учетом размеров корпуса и глубины погружения его в воду, или с помощью модельных либо натуральных испытаний. По найденной зависимости сопротивления воды рассчитывается с учетом коэффициента засасывания и числа устанавливаемых на машине винтов упор, который должен создавать один гребной винт при движении машины с различной скоростью в заданном диапазоне скоростей

$$P = R_6 / (1 - t_3) b,$$

где b — число гребных винтов машины.

При определении мощности, подводимой к гребному винту, необходимо достаточно точно учитывать затраты мощности на привод навесного и дополнительного оборудования силовой установки машины и потери мощности в приводах гребных винтов.

Силовые установки плавающих машин могут иметь различную комплектацию навесного и дополнительного оборудования. Поэтому трудно дать общую формулу для расчета с необходимой точностью затрачиваемой мощности и в каждом отдельном случае приходится суммировать затрачиваемую мощность в соответствии с перечнем этого оборудования и его размещением на машине. К навесному и дополнительному оборудованию относятся вентиляторы и эжекторы системы охлаждения, компрессоры, масляные и водяные насосы, генераторы, глушители шума выпуска отработавших газов и т. д.

Поскольку затраты мощности на работу дополнительного оборудования зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя, следует их суммировать при одинаковой частоте вращения, строя зависимости этих мощностей в функции частоты вращения коленчатого вала двигателя. Тогда мощность, которая может быть использована для подведения к водоходному движителю, будет определяться выражением

$$N_{св} = N_e - N_{об} = N_e - (N_{вен} + N_{вып} + N_{ген} + N_{ком} + N_{нас}), \quad (47)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя; $N_{об}$ — мощность, затрачиваемая на привод навесного и дополнительного оборудования двигателя и машины; $N_{вен}$, $N_{вып}$, $N_{ген}$, $N_{ком}$, $N_{нас}$ — мощности, затрачиваемые соответственно на привод вентилятора или эжектора системы охлаждения, системы выпуска отработавших газов, генератора, компрессора, насосов масляных и водяных.

В тех случаях, когда выполнить расчет по формуле (47) невозможно, можно определять затраты мощности на работу навесного и дополнительного оборудования двигателя по эмпирическим формулам:

при системе охлаждения с вентиляторами

$$N_{об} = (0,15 \div 0,3) N_{e \max} (n/n_N)^3;$$

при эжекционной системе охлаждения

$$N_{об} = (0,12 \div 0,2) N_{e \max} (n/n_N)^3.$$

Следует также учитывать потери мощности в приводах на водоходные движители (гребные винты, водометы и т. д.). Для этого необходимо иметь хотя бы ориентировочную кинематическую схему привода гребных винтов. КПД привода оценивают с учетом всех конструктивных элементов привода. Например, при определении КПД распределительных коробок или коробок отбора мощности нужно учитывать число и тип зубчатых пар, тип подшипников, сорт масла, температурные условия работы и т. д. При определении КПД карданных передач следует учитывать тип и число карданных шарниров, углы наклона карданных валов и т. д.

С учетом потерь мощности в приводе на водоходный движитель подводимая к нему мощность от двигателя

$$N_B = N_{св} \eta_{пр},$$

где $\eta_{пр}$ — КПД привода водоходного движителя.

Для расчетного случая, когда определяется необходимая мощность двигателя с целью достижения заданной скорости движения, формулы (47) и (48) преобразуются к виду

$$N_e = N_{св} + N_{об} \quad \text{и} \quad N_{св} = N_B / \eta_{пр}.$$

Важным элементом подготовительных работ является определение максимально возможного по условиям компоновки диаметра гребного винта и формы тоннелей кормы корпуса. При выполнении этих компоновочных работ следует учитывать, с одной стороны, что увеличение диаметра гребного винта приводит к уменьшению коэффициента нагрузки винта по упору и, следовательно, к повышению КПД винта, и, с другой стороны, что не-

удачная форма тоннеля корпуса может свести к минимуму выигрыш от использования винта большого диаметра. Основная задача этих эскизных проработок — найти удачное сочетание максимально возможного диаметра винта с формой его тоннеля. На рис. 59 приведены схемы форм тоннелей, используемых на плавающих машинах. При определении форм тоннелей следует также учитывать, что чрезмерно длинные тоннели целесообразнее в отношении подвода воды к винтам, но уменьшают водоизмещение корпуса. Длина участка тоннеля перед винтом обычно не превышает $(2,5-3) D_B$, угол наклона переднего верхнего листа $\gamma_1 = 10 \div 25^\circ$, угол наклона передних боковых листов $\gamma_2 = 0 \div 6^\circ$. Форма и размеры тоннеля за винтом определяются размерами пера водяного руля, устанавливаемого за гребным винтом. Расширяющийся в плане участок тоннеля за винтом способствует улучшению работы рулей при больших углах их перекадки.

Расчет гребного винта независимо от его схемы начинается с предварительного определения некоторых его геометрических характеристик. Возможный диаметр гребного винта устанавливается в процессе эскизных проработок. Эта важнейшая геометрическая характеристика винта дополняется предварительным выбором дискового отношения, диаметра ступицы, числа и формы лопастей и профиля их сечений, что необходимо для подбора такой расчетной диаграммы, которая в наибольшей степени соответствует предварительно выбранной геометрии винта. При выборе этих геометрических параметров необходимо учитывать, что увеличение дискового отношения приводит к росту коэффициентов упора и момента и уменьшению КПД винта при неизменной его поступи. Поэтому для увеличения КПД винта следует выбирать меньшие значения дискового отношения, но не менее $0,35-0,4$, так как при таких значениях относительная толщина лопасти уменьшается до предела, что также вызывает уменьшение КПД вследствие ухудшения гидродинамического качества профилей.

Число лопастей при одинаковом дисковом отношении и при правильном выборе их профиля незначительно влияет на КПД винта, особенно при малых коэффициентах нагрузки по упору. При больших значениях коэффициента нагрузки, что характерно для винтов плавающих машин, увеличение числа лопастей приводит к некоторому увеличению КПД винта за счет уменьшения концевых потерь. Увеличение числа лопастей благоприятно также для снижения вибрации корпуса машины и уменьшения кавитационной эрозии лопастей. Наиболее часто для плавающих машин используются винты с числом лопастей 3-4.

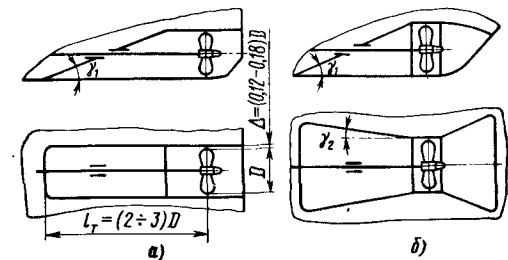
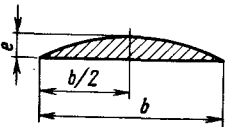
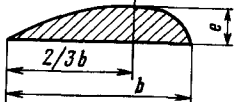

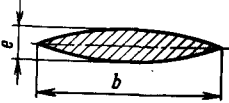
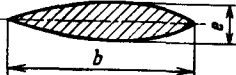

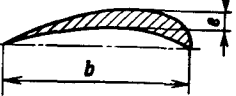



Рис. 59. Формы тоннелей корпусов машин с сечением в плане:
а — постоянным; б — переменным

Форма контура лопастей незначительно влияет на КПД винта, но сказывается на его кавитационных характеристиках, вибрации и создаваемом шуме. При переменных нагрузках, значительной неравномерности поля скоростей в диске винта и ограниченной глубине погружения винта в воду предпочтительнее несимметричный саблевидный контур. Наиболее рациональной формой сечения лопасти для гребных винтов плавающих машин является аэродинамический профиль, обладающий лучшими гидродинамическими характеристиками при изменениях глубины воды и нагрузок (табл. 3).

Таблица 3

Форма лопасти	Профиль лопасти	
	сегментный	аэродинамический
Симметричная (эллиптическая)	Плосковыпуклый	
		
Несимметричная (саблевидная)	Двояковыпуклый	
		
Ледокольная	Выпукло-вогнутый	
		
Усеченного контура (контур Каплана)		
		

Диаметр ступицы винта, выбранный в пределах $(0,18-0,2)D_B$, не влияет на эффективность гребных винтов, дальнейшее увеличение диаметра ступицы приводит к уменьшению КПД винта.

Выполненные подготовительные расчеты позволяют перейти к определению главного геометрического параметра винта — его шага и мощностных и кинематических характеристик винта. Для этого в большинстве случаев используют диаграммы, на которых в графической форме отражены результаты систематических испытаний большого числа моделей гребных винтов в свободной воде. Эти диаграммы состоят из двух частей. В первой из них, так называемой "корпусной" диаграмме (рис. 60), приводятся зависимости коэффициента упора $k_1 = P / (\rho n^2 D^4)$ и КПД винтов в свободной воде η_p от относительной поступи $\lambda_p = v_p / (nD)$ для разных значений шагового отношения H/D . На диаграмме нанесены также кривые вспомогательных расчетных коэффициентов k'_d и k'_n , представляющие собой следующие зависимости:

$$k'_d = v_p D \sqrt{\rho / P} \quad \text{и} \quad k'_n = v_p \sqrt{\rho / P} / \sqrt{n}.$$

Коэффициент k'_d используют для подбора оптимального гребного винта из числа испытанных моделей, если по известным упору, диаметру винта и скорости натекания воды на винт необходимо определить шаговое отношение H/D с наибольшим КПД.

Коэффициент k'_n целесообразно использовать в тех случаях, когда по частоте вращения, упору винта и скорости натекания воды на винт необходимо найти диаметр и шаговое отношение винта при максимально возможном его КПД.

Во второй части диаграммы, называемой "машинной" (рис. 61), приводят зависимости коэффициента момента винтов $k_2 = M / (\rho n^2 D^5)$ и КПД винтов от относительной поступи λ_p также для различных значений шагового отношения H/D . На диаграмме, кроме того, нанесены кривые вспомогательных расчетных коэффициентов k''_d и k''_n , вычисляемых по формулам

$$k''_d = v_p D / \sqrt{v_p \rho / N_B}; \quad k''_n = v_p \sqrt{v_p \rho / N_B} / \sqrt{n}.$$

Коэффициент k''_d позволяет упростить определение шагового отношения винта с наибольшим КПД при заданных мощности, диаметре и скорости натекания воды на винт. Коэффициент k''_n используют для определения диаметра и шагового отношения винта с наибольшим КПД, если заданы мощность, частота вращения и скорость натекания воды на винт.

На диаграммах для облегчения расчетов проводят линии оптимальных частот вращения винтов n_{opt} и оптимальных диаметров винтов D_{opt} . Линия n_{opt} представляет собой геометрическое место точек касания кривых $k'_d = \text{const}$ и $\eta_p = \text{const}$, а линия D_{opt} — геометрическое место точек касания кривых $k'_n = \text{const}$ и $\eta_p = \text{const}$ на "корпусной" диаграмме. Аналогичным образом проводят кривые n_{opt} и D_{opt} на "машинной" диаграмме. Области на диаграммах, ограниченные линиями n_{opt} и D_{opt} , представляют собой области оптимальных гребных винтов, в которых их

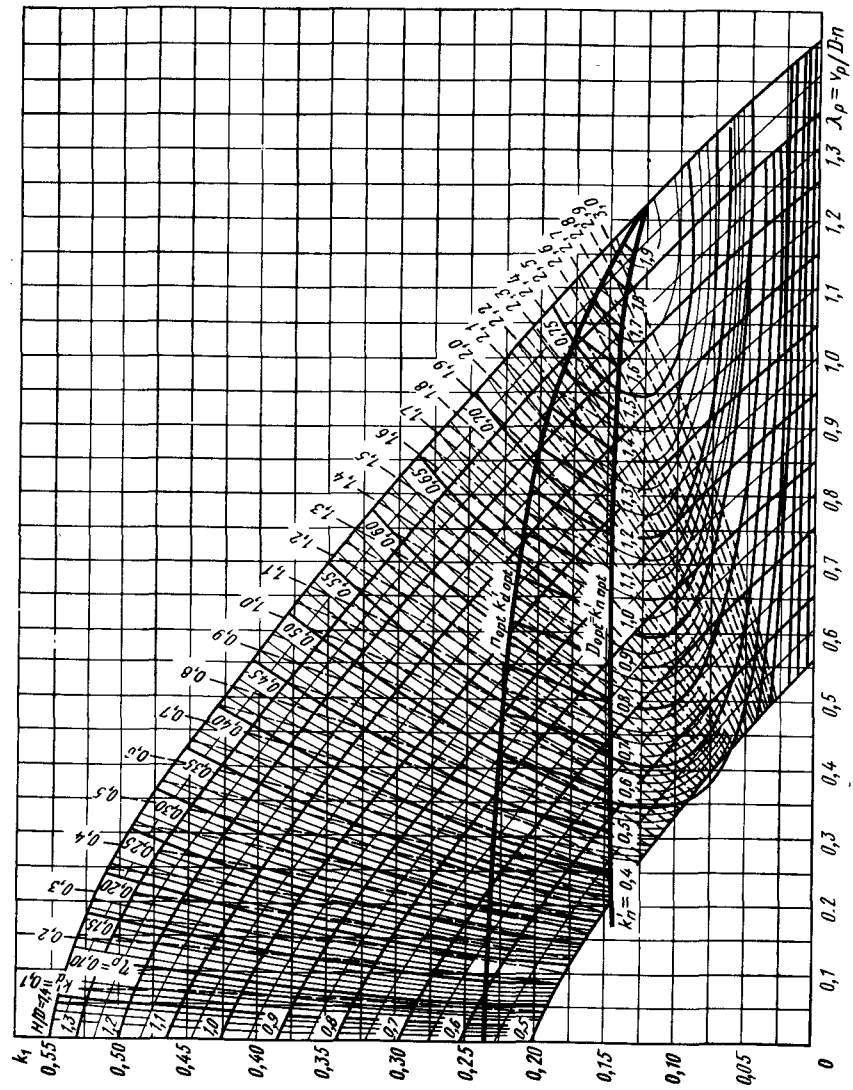


Рис. 60. "Корпусная" диаграмма для расчета гребных винтов

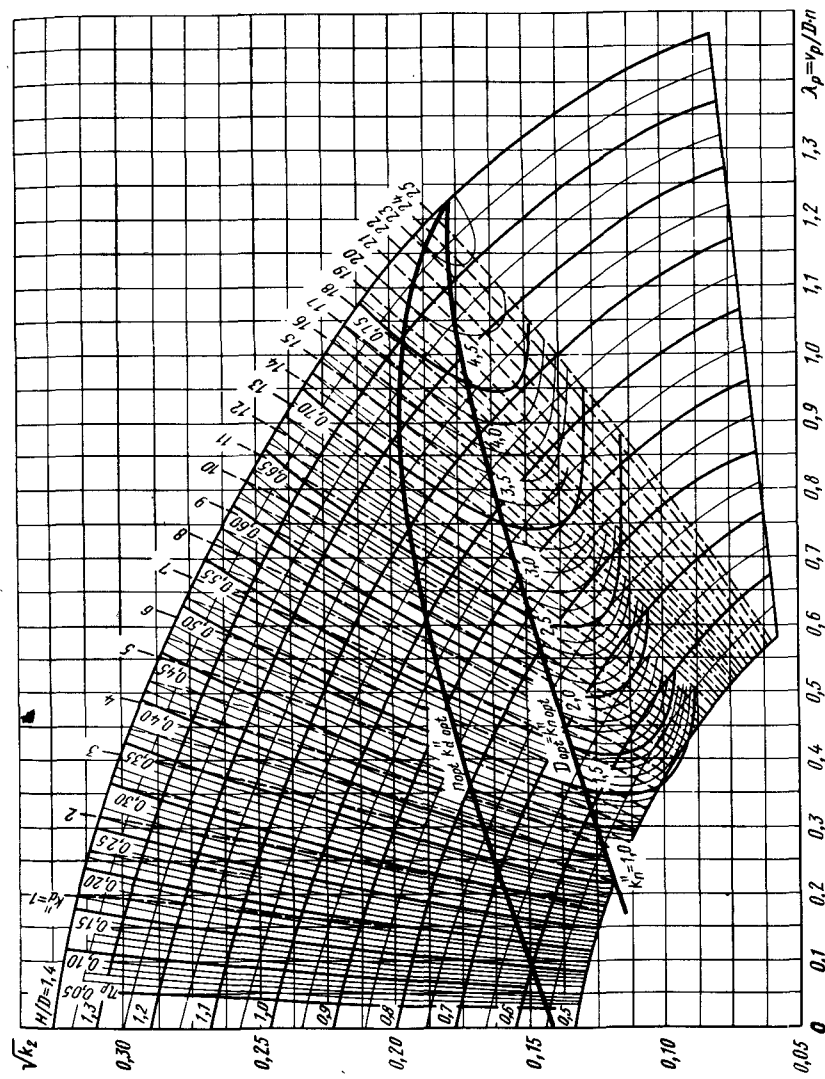


Рис. 61. "Машинная" диаграмма для расчета гребных винтов

КПД достигают максимума для данных условий и изменяются незначительно.

Расчет гребного винта на заданный упор (заданную скорость движения) при ограниченном диаметре винта и выборе мощности двигателя в основном используется в тех случаях, когда мощность двигателя машины выбирается из условий ее работы на воде. При этом следует иметь в виду, что этот расчет является по существу предварительным, так как после определения необходимой мощности не всегда можно выбрать соответствующий двигатель, выпускаемый серийно.

При расчете определяют следующее:

1) скорость натекания воды на винт
 $v_p = v(1 - \psi_{\Pi});$

2) требуемый упор винта

$$P = R_6 / (1 - t_3);$$

3) вспомогательный коэффициент

$$k'_d = v_p D \sqrt{\rho / P};$$

4) относительную поступь λ_p , КПД η_p и шаговое отношение H/D в точке пересечения кривых $n_{\text{орт}}$ и k'_d на расчетной "корпусной" диаграмме;

5) частоту вращения винта

$$n = v_p / (\lambda_p D);$$

6) коэффициент влияния корпуса

$$\eta_k = (1 - t_3) / (1 - \psi_{\Pi});$$

7) мощность, необходимую для подведения к гребному винту,

$$N_B = Rv / \eta_k;$$

8) мощность двигателя с учетом потерь в приводе на винт и на весное и дополнительное оборудование

$$N_e = N_B / (\eta_{\text{пр}} \eta_{\text{об}}).$$

Расчеты выполняют в табличной форме для нескольких значений возможных скоростей движения, так как это позволяет в дальнейшем быстрее выбрать двигатель для движения с некоторой желаемой скоростью.

Расчет гребного винта при полном использовании мощности установленного на машине двигателя используют в тех случаях, когда мощность двигателя машины выбирают из условий ее движения по суше или из каких-то других соображений, не связанных с передвижением по воде. Целью расчета является определение шагового отношения, КПД и частоты вращения гребного винта, обеспечивающего максимально возможную скорость движения машины по воде при полном использовании мощности двигателя. Предварительно рассчитывают сопротивление воды и мощность двигателя, расходуемую на привод винта.

При расчете определяют следующее:

1) скорость натекания воды на винт при некоторой скорости движения v , которой задаются

$$v_p = v(1 - \psi_{\Pi});$$

2) вспомогательный коэффициент

$$k''_d = v_p D \sqrt{\rho v_p / N_B};$$

3) относительную поступь λ_p , КПД η_p и шаговое отношение H/D в точке пересечения кривых $n_{\text{орт}}$ и k''_d на расчетной "машинной" диаграмме;

4) частоту вращения винта

$$n = v_p / (\lambda_p D).$$

После нахождения значений H/D и λ_p с целью контроля целесообразно от "машинной" диаграммы перейти к "корпусной" и по ней проверить соответствие создаваемого винтом упора сопротивлению воды при желаемой скорости движения.

Для этого на "корпусной" диаграмме в точке пересечения линий λ_p и H/D определяется значение коэффициента упора k_1 и по нему рассчитывается упор, создаваемый винтом,

$$P' = k_1 \rho n^2 D^4.$$

Затем расчетное значение упора сравнивается с необходимым для заданной скорости движения значением упора $P = R_6 / (1 - t_3)$.

Если значения P' и P значительно отличаются друг от друга, то необходимо, задаваясь другой желаемой скоростью движения, найти такие значения H/D , η_p и λ_p , при которых потребный и предполагаемый упоры не будут отличаться.

В тех случаях, когда пропульсивные характеристики гребных винтов не обеспечивают получение желаемых тяговых или скоростных характеристик машин на воде, одним из рациональных путей повышения КПД винтов является использование направляющих насадок.

Направляющая насадка представляет собой кольцо аэродинамического профиля, которое с небольшим зазором охватывает концы лопастей винта (рис. 62). Насадки могут быть жестко закреплены на корпусе машины или иметь возможность поворачиваться относительно винта или вместе с ним при использовании их в качестве рулевых устройств.

Основными параметрами насадки, определяющими ее геометрическую форму, являются коэффициент раствора насадки $a_n = S_e / S_n$, коэффициент расширения насадки $\beta_n = S_a / S_n$, относительная длина насадки $l_n = l_n / D$, относительная толщина профиля насадки $\delta_n = l_n / b_n$, относительная стрела прогиба средней линии кривизны профиля насадки $\delta_c = l_c / b_n$. Приведенные параметры обычно имеют следующие значения: $a_n = 1,2 \div 1,5$; $\beta_n = 1,0 \div 1,15$; $b_n = 0,55 \div 0,7$.

Гребной винт размещается в наиболее узком сечении насадки (рис. 62), и при его вращении в результате обтекания водой насадки в каждом ее сечении, как на крыле, возникает сила F , которую можно представить в виде двух составляющих: силы

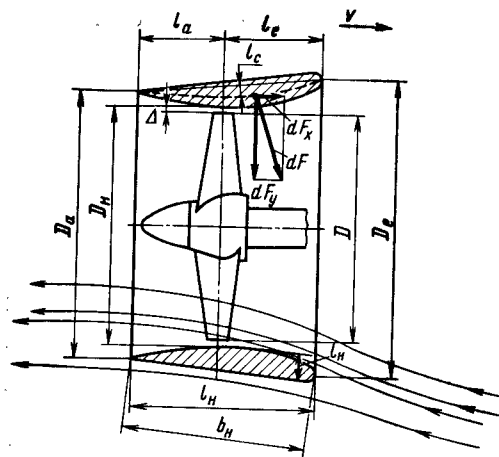


Рис. 62. Направляющая насадка гребного винта

dF_x , параллельной оси вращения винта, и силы dF_y , перпендикулярной ей. Таким образом, упор, создаваемый комплексом гребной винт — насадка, может быть представлен как сумма упора винта P_v и упора насадки P_n , являющегося результирующей сил dF_x по всему периметру насадки,

$$P_{v, n} = P_v + P_n.$$

Вторая сила dF_y , направленная по нормали к оси насадки, вызывает ее сжатие.

При условии обеспечения хорошего подтекания воды к комплексу гребной винт — насадка (без большой неравномерности и насыщенности вихрями) комплекс может привести к повышению тяговых показателей водоходного движителя в швартовом режиме до 30—40% и при движении с максимальной скоростью до 15—25%. Если наблюдается сильное искажение потока воды различными плохо обтекаемыми элементами корпуса и ходовой части машин, то эффект от применения насадки может быть незначительным.

Расчет комплекса гребной винт — насадка ведется по схемам, аналогичным схемам расчета обычных гребных винтов, с использованием специальных "корпусных" и "машинных" диаграмм, отражающих результаты модельных испытаний гребных винтов в насадках в свободной воде [4].

После окончания подбора геометрии гребного винта или гребного винта в насадке его проверяют на кавитацию и рассчитывают его лопасти на прочность. Расчет гребного винта заканчивают разработкой теоретического чертежа гребного винта (или гребного винта в насадке), по которому в дальнейшем ведется подготовка к изготовлению гребного винта.

Водометный движитель. Водометные движители, незначительно уступая гребным винтам по пропульсивным показателям, обладают важными преимуществами, которые определили их распространение на некоторых типах машин. К этим преимуществам относятся: хорошая защищенность от повреждений при движении по суше, по мелководью, при входе в воду и выходе из нее; возможность использования в качестве водоотливных устройств большой подачи для удаления забортной воды из корпуса машин; меньшая чувствительность к влиянию мелководья, течения и волнения на водной преграде; возможность обеспечения хорошей маневренности машин без изменения направления вращения рабочего колеса водомета.

Общим недостатком всех водометных движителей является

более сложная конструкция по сравнению с гребными винтами и возможность засорения их при плавании на загрязненных акваториях.

Водометный движитель, как правило, состоит из водовода, насосного и реверсивно-рулевого устройств.

Водовод представляет собой трубу переменного сечения, внутри которой размещается насосное устройство и часть его привода. Приемная или заборная часть водовода, имеющая значительно большую площадь сечения, чем отливная или напорная часть, конструктивно связана с днищем или бортом корпуса машины и имеет защитную решетку. Напорная часть водовода на некоторых машинах соединена с каналами заднего хода, используемыми для выброса воды в сторону носа машины при движении ее задним ходом. Выходное отверстие водовода может закрываться заслонкой. В концевой части водовода может располагаться решетка водяных рулей или дефлекторное устройство, используемое для управления машиной при движении по воде. Заслонки используются также для изменения направления выброса струи через каналы заднего хода без изменения направления вращения рабочего колеса. Для удобства сборки и ремонта водовод может выполняться в виде отдельных частей с уплотнениями, соединенными между собой болтами.

Насосное устройство большинства водометных движителей выполняется в виде осевых насосов и реже в виде центробежных насосов. Осевые насосы имеют рабочие колеса и спрямляющие аппараты, которые представляют собой неподвижно закрепленные в корпусе движителя профилированные лопатки, устанавливаемые в большинстве случаев за рабочими колесами водометов. Лопатки предназначены для увеличения КПД насоса путем уменьшения закручивания струи воды за рабочим колесом. Рабочие колеса водометов обычно имеют диаметр в пределах 0,3—0,75 м.

В зависимости от числа рабочих колес водометные движители могут быть одноступенчатыми (рис. 63) и двухступенчатыми (рис. 64). Двухступенчатые водометы более сложны по конструкции привода рабочих колес и самого насосного устройства, и их применение рационально только в тех случаях, когда по условиям компоновки водометов в корпусе машины нельзя использовать рабочие колеса достаточно большого диаметра. Использование двух рабочих колес дает некоторые преимущества по кавитационным характеристикам насоса, так как переднее колесо может быть несколько разгружено, а заднее, имея некоторый подпор от переднего, может быть более нагруженным по используемой мощности.

Направление вращения рабочих колес двухступенчатого водомета может быть одинаковым или разным. В первом случае колеса жестко связаны с одним валом привода, но шаговые отношения у них различные, во втором — каждое колесо имеет приводной вал с общей осью вращения, что существенно усложняет конструкцию привода насоса.

Реверсивно-рулевые устройства водометных движителей представляют собой сочетание различных конструктивных элементов, обеспечивающих как движение по воде задним ходом,

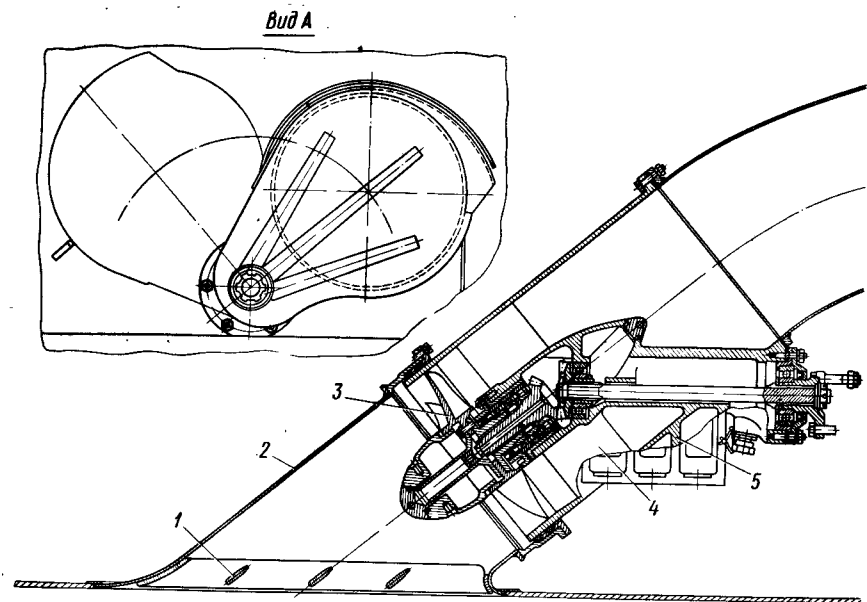
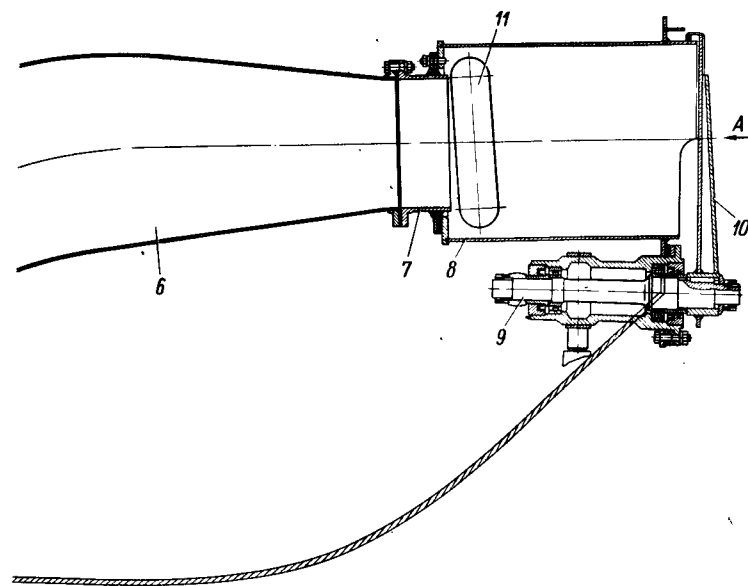


Рис. 63. Схема одноступенчатого водометного движителя:
1 — защитная решетка входного отверстия; 2 — приемная труба водовода; 3 — рабочее колесо; 4 — лопатки спрямляющего аппарата; 5 — корпус на-

так и управление машиной на переднем и заднем ходу. Для обеспечения движения задним ходом используют заслонки, перекрывающие выходное отверстие водовода, в комбинации с каналами заднего хода, различного рода дефлекторы (рис. 64) или реверсирование рабочих колес. Для управления применяют решетки водяных рулей в концевых частях водоводов, дефлекторы, заслонки с каналами заднего хода и др.

Число водометных движителей и место их расположения в корпусе машины зависят от многих факторов, но определяющим должна являться простота конструкции и обеспечение возможно более высоких пропульсивных показателей движителей за счет рациональной формы водоводов и достаточно больших диаметров рабочих колес. Место установки насосного устройства во многом определяется схемой привода рабочих колес. Вместе с тем следует учитывать, что размещение рабочего колеса ближе к входному отверстию водовода обеспечивает более раннее начало работы насоса при входе машины в воду и более позднее окончание его работы при выходе ее на берег. Это способствует повышению проходимости машин при преодолении водных преград.

Выброс воды через выходное отверстие водовода целесообразно осуществлять ниже ватерлинии машин, так как, несмотря на некоторое увеличение общего гидравлического сопротивления водовода, обеспечивается возможность очистки засорившихся решеток входных отверстий обратным потоком воды и создание силы тяги заднего хода при реверсировании рабочего коле-



сосного устройства и редуктора; 6 — средняя труба; 7 — проставка; 8 — отливная труба водовода; 9 — вал заслонки; 10 — заслонка; 11 — окно канала заднего хода

са. При атмосферном и полуподводном выбросе воды это осуществить невозможно.

Расчет водометных движителей проводится по той же схеме, что и расчет гребных винтов. Предварительно необходимо выполнить для заданных условий движения расчеты сопротивления воды, затрат мощности двигателя на дополнительное оборудование и определить возможные диаметры рабочих колес и размеры водоводов.

При разработке форм и размеров водоводов следует стремиться, сохраняя плавность подтекания воды к рабочим колесам, уменьшить объем, занимаемый водометом, учитывая в то

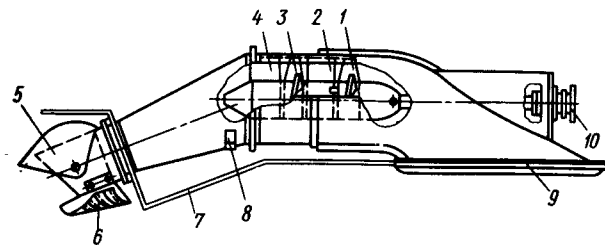


Рис. 64. Схема двухступенчатого водометного движителя:
1 — переднее рабочее колесо насоса; 2 — передний спрямляющий аппарат; 3 — заднее рабочее колесо насоса; 4 — задний спрямляющий аппарат; 5, 6 — реверсивно-рулевое устройство; 7 — борт корпуса; 8 — патрубок трюмного насоса; 9 — входное отверстие с защитной решеткой; 10 — фланец карданного привода насоса водомета

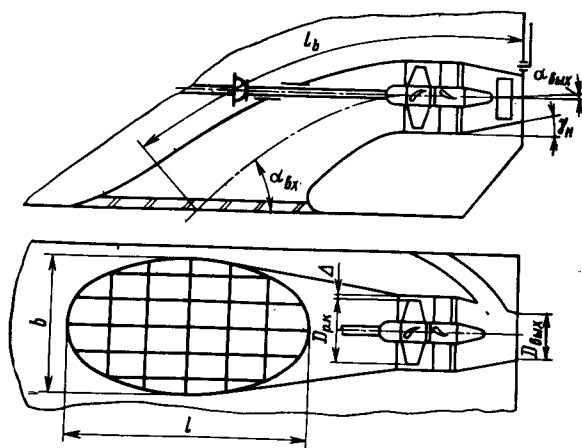


Рис. 65. Схема водовода водометного движителя

же время рекомендации по соотношениям между площадями входного и выходного отверстий и площади в плоскости вращения рабочего колеса.

На рис. 65 приведена схема водовода движителя. Площадь входного отверстия с учетом потерь на элементы защитной решетки должна быть больше площади, описываемой рабочим колесом, и лежать в пределах $S_{вх} = (2,5 \div 3,0) S_0$.

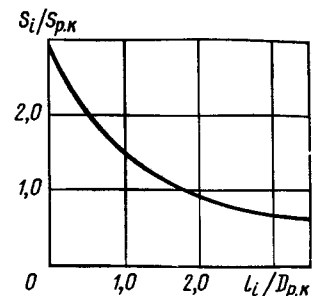
При определении площади S_0 , описываемой лопастями рабочего колеса, следует учитывать потери площади на ступицу колеса

$$S_0 = 0,25\pi (D_{р.к}^2 - d_{ст}^2),$$

где $D_{р.к}$ — диаметр рабочего колеса насоса; $d_{ст}$ — диаметр ступицы колеса.

Входное отверстие имеет обычно форму эллипса или трапеции, обращенной большим основанием в сторону движения. Эллиптическая форма входного отверстия технологически более предпочтительна, так как позволяет плавно перейти к цилиндрической форме трубы в зоне расположения насосного устройства. Угол наклона оси входного участка водовода $\alpha_{вх}$ не должен превышать 50° , так как чем больше этот угол, тем больше гидравлические потери. С другой стороны, при небольших $\alpha_{вх}$ заборный участок водовода плохо самоочищается от грязи и мокрого грунта, который может попадать в водовод при движении машин по суше в условиях бездорожья. Окна защитной решетки входного отверстия целесообразно иметь вытянутыми вдоль продольной оси машины. Размеры окон решетки могут быть в пределах 0,1–0,2 м по длине и 0,04–0,08 м по ширине. При небольших размерах окон решетки увеличивается ее гидравлическое сопротивление, при больших возрастает вероятность попадания в водовод посторонних предметов, которые при прохождении насосного устройства могут повредить рабочие колеса и лопатки спрямляющего аппарата.

Рис. 66. Распределение площадей сечений водовода по его длине



Участок водовода, в котором размещается насосное устройство, должен иметь строго цилиндрическую форму и обладать необходимой жесткостью, так как зазор Δ между концами лопастей рабочего колеса и поверхностью водовода в этой зоне мал и деформация трубы водовода на данном участке может привести к повреждению рабочего колеса и трубы. Необходимо также предусматривать конструктивные меры, предотвращающие увеличение зазора между колесом и трубой вследствие износа их в процессе эксплуатации машины на реках с большим количеством взвешенных твердых частиц подводного грунта в воде. Увеличение зазора приводит к возрастанию концевых потерь на лопастях рабочего колеса и к значительному уменьшению силы тяги водомета.

Напорный участок водовода, расположенный за рабочим колесом, должен иметь плавное и постепенно уменьшающееся сечение. Площадь выходного отверстия, определяемая коэффициентом поджатия струи β_c , должна быть $S_{вых} = \beta_c S_0 = (0,6 \div 0,75) S_0$. При коэффициенте поджатия струи β_c , близком к единице, вследствие уменьшения скорости струи на выходе из машины сила тяги водомета снижается на 15–25%. Продольное сечение напорного участка водовода может иметь форму конуса (проще в изготовлении) или коноидальную форму, обеспечивающую наименьшее сопротивление и наибольший коэффициент расхода. Угол конуса γ_n напорного участка не должен превышать 13° . При размещении в выходном отверстии решетки водяных рулей этот участок должен иметь цилиндрическую форму, плавно сопрягаемую с коническим или коноидальным участками. Размещаемые в напорном участке водовода лопатки спрямляющего аппарата должны располагаться на расстоянии $l_n = (0,13 \div 0,2) D_{р.к}$. При больших углах динамического дифферента на корму целесообразно, чтобы осевая линия напорного участка составляла угол $\alpha_{вых}$, равный этому дифференту.

Для контроля за правильным распределением площади сечений по длине водовода необходимо рассчитывать зависимости изменения отношения S_i/S_0 в функции относительной длины водовода $l_i/D_{р.к}$ (рис. 66). Эта зависимость должна быть плавной, без резких изменений соотношений площадей, которые приводят к потере энергии струи на этих участках.

После определения размеров и формы водовода и находящегося от них в прямой зависимости диаметра рабочего колеса $D_{р.к}$ становится возможным выполнение расчета насосного устройства водометного движителя.

Расчет целесообразно начинать с определения подачи водометного движителя, обеспечивающей создание желаемой силы тяги для движения машины с заданной или возможно большей скоростью. Подача насосного устройства определяется из равенства

силы тяги (упора) водомета и сопротивления воды с учетом явления засасывания

$$P_B = R_6 / (1 - t_3)$$

$$\text{или } k_{\Sigma} \rho Q_H (v_{\text{стр}} - v) = R_6 / (1 - t_3),$$

где Q_H — подача насосного устройства; k_{Σ} — коэффициент, учитывающий влияние корпуса и ходовой части машины на работу водомета; $v_{\text{стр}} = Q_H / S_{\text{вых}}$ — средняя скорость струи воды в выходном отверстии водовода.

Решая это выражение относительно Q_H , получим

$$Q_H = S_{\text{вых}} [k_{\Sigma} \rho v + \sqrt{(k_{\Sigma} \rho v)^2 + 4k_{\Sigma} \rho R_6 / S_{\text{вых}} (1 - t_3)}] / (2k_{\Sigma} \rho). \quad (48)$$

При расчетах водометов коэффициент засасывания t_3 принимают 0,05—0,08, причем большие значения характерны для колесных машин с зависимой подвеской.

Для предварительного определения частоты вращения рабочего колеса можно исходить из того, что у лучших осевых насосов бескавитационная работа обеспечивается, если максимальная окружная скорость лопастей не превышает 35 м/с. Тогда максимальная частота вращения рабочего колеса (1/с) может быть определена из выражения

$$n_{p.k} = 11,14 / D_{p.k}.$$

Найденные значения Q_H , $n_{p.k}$ и $D_{p.k}$ дают возможность рассчитать коэффициент расхода насосного устройства

$$k_Q = Q_H / (n_{p.k} D_{p.k}^3),$$

который в последующем используется для определения параметров лопастной системы по универсальной характеристике насоса.

Зная максимальный расход насосного устройства, можно рассчитать требуемый напор насоса для преодоления полного гидравлического сопротивления водовода, основные размеры и форма которого предварительно были определены. При расчете потерь напора в водоводе необходимо учитывать потери на трение, на вход в водозаборное отверстие водовода, на защитную решетку, на изгибы водовода и изменение площади его сечений. Тогда напор водометного движителя описывается следующим уравнением:

$$H = (1 + \zeta_{\Pi}) \frac{v_{\text{вых}}^2}{2g} + h_c - \beta \frac{v^2}{2g}, \quad (49)$$

где ζ_{Π} — полный коэффициент сопротивления водовода; h_c — подъем струи над уровнем ватерлинии машины; β — коэффициент подпора потока во входном участке водовода.

Для расчета полного коэффициента сопротивления водоводов делят на характерные участки, а потери в них приводятся к скорости струи в выходном отверстии. Потери в зоне рабочего колеса исключаются, так как они учитываются при расчете насоса.

Тогда полный коэффициент сопротивления водовода определяется по выражению

$$\zeta_{\Pi} = \sum_1^i \zeta_{\text{тр}} \delta_i^2 + \sum_1^i \zeta_{\text{М}} \delta_i^2,$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{М}}$ — коэффициенты сопротивления трения и местных сопротивлений на i -м участке; δ_i — отношение площади выходного отверстия к площади сечения i -го участка.

Значения коэффициентов сопротивления трения и местных сопротивлений выбираются по справочным данным [12, 13, 16].

Для подводного выброса струи $h_c = 0$, и, учитывая, что подпор воды во входных отверстиях, расположенных на днище машин, практически равен нулю ($\beta = 0$), выражение (49) можно представить в виде

$$H = (1 + \zeta_{\Pi}) v_{\text{вых}}^2 / (2g)$$

или после замены $v_{\text{вых}}$ через отношение $Q_H / S_{\text{вых}}$ и преобразований

$$H = (1 + \zeta_{\Pi}) 8Q_H^2 / (\pi^2 g d_{\text{вых}}^2),$$

где $d_{\text{вых}}$ — диаметр выходного отверстия водовода.

Найденное значение напора позволяет определить коэффициент требуемого напора по выражению

$$k_H = H / (n_{p.k}^2 D_{p.k}^2).$$

Часто необходимо знать расход и напор не только при движении на максимальной скорости, но и при движении с другими скоростями, определяемыми меньшими частотами вращения рабочего колеса насоса. Для нахождения расхода и напора при другой частоте вращения колес можно использовать законы пропорциональности

$$Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2 \text{ и } H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2.$$

Зная коэффициенты расхода k_Q и напора k_H , можно по универсальным характеристикам типовых насосов (рис. 67), приведенным в соответствующих каталогах, определить КПД рабочего колеса, кавитационный коэффициент быстроходности s и коэффициент быстроходности n_S .

Затем определяется мощность, необходимая для подведения к рабочему колесу,

$$N_{p.k} = \gamma QH / \eta, \quad (50)$$

где η — КПД рабочего колеса.

Рассчитанная мощность $N_{p.k}$ сравнивается с мощностью, которая может быть подведена от двигателя машины. Если эти мощности существенно отличаются одна от другой, то проводится ряд повторных расчетов методом последовательных приближений при других значениях скорости движения машины до совпадения мощностей.

Если расчет водомета велся для нахождения мощности двигателя машины, обеспечивающего движение с некоторой заданной скоростью, то по мощности, рассчитанной с помощью выражения (50), определяется требуемая мощность двигателя с уче-

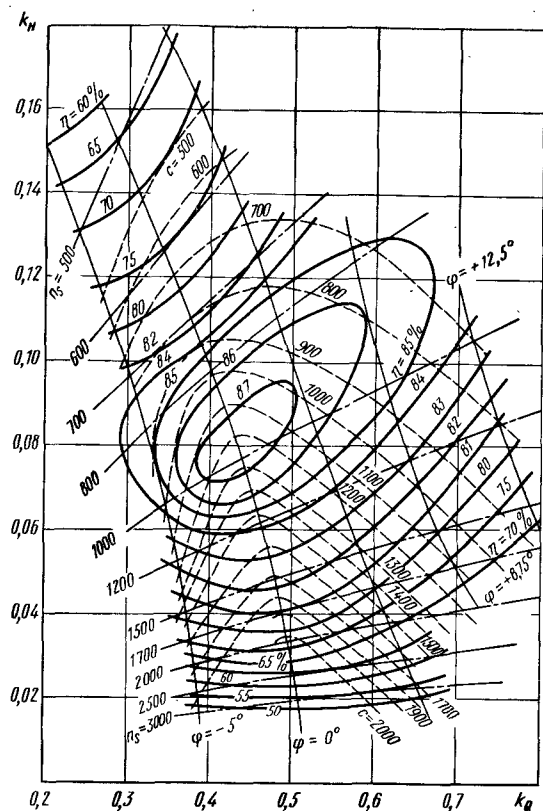


Рис. 67. Универсальная характеристика осевого насоса

том ее затрат на дополнительное оборудование силовой установки и потерь в приводе движителя.

Координаты сечений лопастей рассчитанного рабочего колеса и устанавливаемого за ним спрямляющего аппарата берут из справочников по осевым насосам.

Расчет заканчивают проверкой водометного движителя на бескавитационную работу. Для каждой лопастной системы, работающей в водоводе, существует вполне определенное значение кавитационного запаса, ниже которого начинает проявляться вторая стадия кавитации. Поэтому для обеспечения работы насоса без кавитации необходимо, чтобы кавитационный запас был больше минимально допустимого.

Ходовая характеристика. Ходовая характеристика (рис. 68) отражает зависимость сопротивления воды, силы тяги движителя, расхода топлива и запаса хода по топливу от скорости движения в наиболее характерных эксплуатационных условиях. На ходовой характеристике приводится также зависимость скорости движения от частоты вращения коленчатого вала двигателя машины. Ходовые характеристики могут быть использованы как на стадии проектирования машин, так и в процессе их эксплуата-

Рис. 68. Ходовая характеристика машины

ции. С их помощью возможны объективная оценка ходкости машины с различными типами водоходных движителей, определение расхода топлива и запаса хода по топливу при разной скорости движения, периодичности заправки баков топливом, необходимой частоты вращения коленчатого вала двигателя для движения с требуемой скоростью и решение других вопросов.

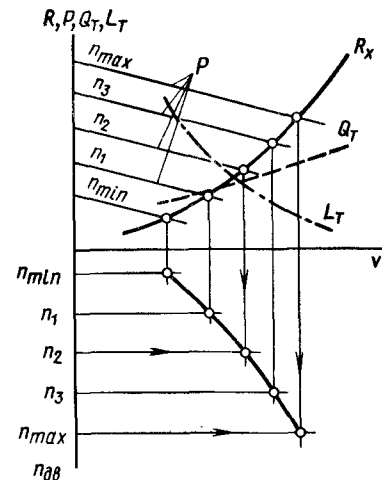
Содержание ходовой характеристики может меняться в зависимости от целей и задач исследований. Например, кривые сопротивления воды могут даваться для случая движения по мелководью или для работы машины с плавающим прицепом, при движении машины с грузом и без него и т. д. В некоторых случаях на ходовой характеристике с исследовательскими целями приводят зависимость мощности, расходуемой на движение, от скорости.

Расчет ходовой характеристики целесообразно начинать с определения сопротивления воды в функции скорости движения. Сопротивление воды рассчитывают с учетом явления засасывания, т. е. $R_x = R_6 / (1 - t_3)$. Зависимость $R_6 = f(v)$ получают расчетным или экспериментальным путем. При расчете зависимости $R_x = f(v)$ для машин с гусеничными и колесными водоходными движителями необходимо учитывать, что движение гусениц и вращение колес приводит к некоторому уменьшению сопротивления воды движению машины по сравнению с буксировочным сопротивлением воды при неподвижном движителе, и коэффициент засасывания будет отрицательной величиной. Поэтому для расчета полного сопротивления воды R_x для машин с колесными или гусеничными водоходными движителями следует пользоваться формулой $R_x = R_6 / (1 + t_3)$.

Для нахождения коэффициента засасывания машин с колесными или гусеничными водоходными движителями необходимо располагать зависимостью буксировочного сопротивления воды R_6 в функции скорости буксирования и зависимостью упора движителя P в функции скорости движения машины

$$t_3 = (P - R_6) / P.$$

Обычно бывает трудно рассчитать или определить экспериментально упор гусеничного или колесного движителей в функции скорости движения, но не представляет труда экспериментально получить зависимость силы тяги движителя на швартовом режиме от частоты вращения движителя (двигателя) машины. Учитывая, что упор движителей на швартовом режиме значительно отличается от силы тяги на швартовах, а условия работы верхней ветви гусеничного обвода или верхней части колеса в



швартовном режиме и в движении близки из-за гидродинамической тени, создаваемой элементами корпуса машины, можно получить зависимость $P = f(v_{г.ц} - v)$, считая ее равной зависимости $P_{ш} = f(v_{г.ц,ш} - v)$ при равенстве линейных скоростей ($v_{г.ц} - v$) = $v_{г.ц,ш}$ для гусеничного движителя и при равенстве линейных скоростей ($v_{кол} - v$) = $v_{кол,ш}$ для колесного движителя. Выполненные этим способом расчеты показывают, что для машин с гусеничным водоходным движителем $t_3 = 0,35 \div 0,42$, а для машин с колесным водоходным движителем $t_3 = 0,28 \div 0,37$. Значения коэффициентов засасывания приведены как ориентировочные. Поэтому для каждой машины целесообразно определять присущий ей коэффициент засасывания предлагаемым способом.

После определения зависимости $R_x = f(v)$ рассчитывается упор движителя в функции скорости движения при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя машины.

Для машин, оборудованных гребными винтами или гребными винтами в направляющих насадках, определение упора винта (винта в насадке) проводится по диаграмме серийных испытанных винтов, характеристики которых соответствуют параметрам винта машины. Порядок расчета следующий:

1) при нескольких постоянных частотах вращения коленчатого вала двигателя (не менее четырех) задаются значениями скорости движения машины v и определяют относительные поступи с учетом коэффициента попутного потока по формуле $\lambda_p = v(1 - \psi_{п}) / (n_{в} D_{в})$;

2) по расчетным диаграммам для каждого найденного значения λ_p в точке пересечения относительной поступи с линией шагового отношения H/D винта машины определяется значение коэффициента упора винта k_1 ;

3) для заданных скоростей движения по найденным значениям коэффициента упора k_1 по формуле $P = k_1 \rho n_{в}^2 D_{в}^4$ рассчитывается упор гребного винта в функции скорости движения при выбранных постоянных частотах вращения двигателя; при скорости движения, равной нулю ($\lambda_p = 0$), найденное значение упора винта соответствует его упору в швартовном режиме.

При расчете ходовых характеристик машин с водометными движителями порядок определения силы тяги водометов следующий:

1) рассчитывается зависимость суммарной подачи насосного устройства водомета от частоты вращения коленчатого вала двигателя $Q_{н} = f(n_{дв})$;

2) при нескольких постоянных частотах вращения задаются значениями скорости движения машины и определяется упор водометного движителя по формуле

$$P = k_{\Sigma} \rho Q_{н} \left(\frac{Q_{н}}{S_{вых}} - v \right).$$

Для проверки правильности расчетов тяговых характеристик водоходных движителей необходимо использовать имеющиеся, как правило, экспериментальные данные по силе тяги движите-

лей в швартовном режиме и по максимальным скоростям движения при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Пересечения кривых упора движителей с кривой сопротивления воды R_x определяют значение скорости движения машины при фиксированных частотах вращения коленчатого вала двигателя в виде зависимости $v = f(n_{дв})$, которая графически изображается на нижней половине ходовой характеристики.

Для определения часового расхода топлива в функции скорости движения необходимо располагать экономической и внешней скоростной характеристиками двигателя машины. Расчет целесообразно начинать с нахождения мощности двигателя, затрачиваемой на движение при нескольких произвольно выбранных скоростях в диапазоне от v_{min} до v_{max} .

Эти мощности определяют по формуле

$$N_i f(n_{дв i}) = [R_i v_i / (\eta \eta_{пр})] + N_{об},$$

где R_i и v_i — соответственно сопротивление воды и скорость движения машины при фиксированной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_{дв i}$.

Далее по внешней скоростной характеристике двигателя для фиксированных частот вращения $n_{дв i}$ определяется эффективная мощность N_e , что позволяет определить нагрузку двигателя в процентах по выражению

$$N_i = (N_i / N_{ei}) 100.$$

Затем, используя экономическую характеристику двигателя, по найденным значениям нагрузки двигателя определяют удельный расход топлива при соответствующих фиксированных частотах вращения коленчатого вала двигателя. Это позволяет рассчитать часовой расход топлива (л/ч) по формуле

$$Q_T = g_e N_i / (1000 \gamma_T),$$

где g_e — удельный расход топлива двигателем; γ_T — удельный вес топлива.

По данным расчета строится на ходовой характеристике зависимость $Q_T = f(v_i)$.

Располагая часовым расходом топлива в функции скорости движения, можно определить запас хода по топливу L_T (дальность плавания) по формуле

$$L_T = v_{тб} v / Q_T,$$

где $v_{тб}$ — объем топливных баков.

Зависимость $L_T = f(v_i)$ также строится на ходовой характеристике машин.

Рассчитанные часовой расход топлива и запас хода по топливу позволяют оценивать топливную экономичность машин при работе их на плаву. Кроме того, для сравнительной оценки топливной экономичности различных по типу машин можно использовать удельный расход топлива

$$q_{т.уд} = Q_T / (v_{max} m). \quad (51)$$

Удельный расход топлива q_t уд. показывает, сколько литров топлива расходует машина на 1 т ее массы, двигаясь с максимальной скоростью, на расстоянии 1 км.

6. УПРАВЛЯЕМОСТЬ

Важным водоходным качеством плавающих машин, способствующим успешному преодолению водных участков, является управляемость. Под управляемостью, которая объединяет общим понятием поворотливость машины и их устойчивость движения на курсе, понимается совокупность качеств, обеспечивающих при низком уровне психомоторных затрат, во-первых, легкое и быстрое изменение направления движения и, во-вторых, практически устойчивое, без значительных отклонений от заданного курса, прямолинейное движение.

Требования устойчивости на курсе находятся в некотором противоречии с требованиями поворотливости, так как при хорошей устойчивости машины на курсе затрудняется изменение направления ее движения. И наоборот, если машина обладает хорошей поворотливостью, то она хуже выдерживает заданное направление прямолинейного движения. Поэтому оптимальным является такое сочетание поворотливости и устойчивости, которое в наибольшей степени отвечает условиям эксплуатации и назначению машины.

Для плавающих машин наиболее важным качеством является способность легко и быстро изменять направление движения после воздействия водителя на органы управления машиной; это обусловлено плаванием на сравнительно небольших по площади акваториях и необходимостью маневрирования на течении и при подходах к местам выхода из воды. Из этого не следует, что не надо уделять внимание устойчивости машин на курсе, так как они не обладают способностью выдерживать заданное направление движения. Основными причинами, вызывающими отклонение машин от курса, являются:

появление неуравновешенного гидродинамического давления от течения реки, волнения на водной преграде, увеличения скорости потока между дном и машиной при ее движении по мелководью;

неравенство сил тяги водоходных движителей и машин с двумя движителями как следствие повреждения одного из движителей, разной частоты вращения движителей при приводе от разных двигателей, неодинакового натяжения гусениц и др.;

появление боковых сил на гребных винтах при несовпадении направлений набегающего потока с осями винтов;

несимметричное расположение относительно продольной оси машины элементов ходовой части машины и ниш корпуса;

резкие порывы ветра, особенно если центр парусности значительно удален от центра тяжести машины, и другие явления.

По перечисленным причинам даже при движении по спокойной воде машины отклоняются от курса, и водителю, чтобы выдерживать желаемое направление движения, приходится периодически воздействовать на органы управления. Таким образом,

одним из назначений органов управления машиной на плаву является удержание ее на курсе, т. е. обеспечение эксплуатационной устойчивости. Повышению устойчивости машины на курсе способствует увеличение момента инерции машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести машины, увеличение дифферента на корму и отношения длины корпуса к его ширине.

Другое, еще более важное назначение органов управления машиной на плаву, заключается в их способности быстро изменять курс машины в желаемом направлении. Поэтому управляемость машин существенно зависит от степени эффективности рулевых устройств. Машины, снабженные совершенными рулевыми устройствами, имеют оптимальные скоростные, временные и геометрические показатели управляемости, а также вполне удовлетворительную эксплуатационную устойчивость на курсе.

6.1. СХЕМЫ ДВИЖИТЕЛЬНО-РУЛЕВЫХ КОМПЛЕКСОВ

Управляемость машин на плаву может обеспечиваться различными способами, а также конструктивными схемами в зависимости от типа и назначения машин и условий эксплуатации.

На небольших машинах, имеющих короткий корпус, и на машинах, передвигающихся по воде под действием вращающихся колес, в качестве органов управления на плаву используются только управляемые колеса. Машина с такой схемой управления обладает посредственной управляемостью, особенно при движении с небольшой скоростью они почти полностью теряют способность выдерживать заданное направление движения. Преимущество такой схемы — простота конструкции.

Более распространенной схемой управления колесными машинами является использование водяного руля, устанавливаемого непосредственно за гребным винтом или водометом, вместе с управляемыми колесами машины.

На гусеничных машинах, передвигающихся по воде под действием вращающихся гусеничных цепей, управление машиной осуществляется уменьшением скорости вращения одной из гусениц или полным ее отключением от двигателя. Машины с таким способом поворота не обладают необходимой управляемостью из-за малой величины поворачивающего момента. Если конструкция трансмиссии машины позволяет вращать гусеницы в противоположных направлениях, то это несколько улучшает управляемость на плаву. Гусеничные машины с гребными винтами и установленными за ними водяными рулями имеют удовлетворительную управляемость.

Хорошей управляемостью характеризуются машины с двумя гребными винтами или водометами. На таких машинах поворачивающий момент создается или уменьшением силы тяги одного из движителей, или переключением его на задний ход. В последнем случае поворачивающий момент значителен, и машина может разворачиваться на месте. Наилучшей управляемостью обладают машины, у которых управляемость обеспечивается ре-

гулированием работы водоходного движителя (гребных винтов, водометов, гребных винтов в насадках) — изменением величины и направления вектора силы тяги движителей.

Некоторые схемы движительно-рулевых комплексов, используемых на плавающих машинах, показаны на рис. 69 и 70.

Схема 1 (рис. 69) присуща машинам, гусеничный движитель которых используется как водоходный. Из-за малой силы тяги гусеничного движителя на воде поворачивающий момент получается незначительным, несмотря на большое расстояние между движителями. Такие машины не управляемы при движении задним ходом вследствие малой силы тяги гусениц на заднем ходу. Поэтому эту схему нельзя считать приемлемой для машин с улучшенными водоходными характеристиками; хотя ей присущи и положительные качества (простота, удобство компоновки машины и т. д.).

Схема 2 иллюстрирует движительно-рулевой комплекс гусеничной машины, состоящий из двух водометных движителей без каналов заднего хода. Движители имеют заслонки выходных отверстий, используемые для регулирования силы тяги водометных движителей при неизменной частоте вращения рабочих колес. Для создания поворачивающего момента одна из заслонок прикрывается частично или полностью, что вызывает уменьшение силы тяги этого водомета. Машины с такой схемой поворота хорошо управляются на переднем ходу, но скорость движения задним ходом и управляемость на заднем ходу являются в большинстве случаев неприемлемыми, так как движение задним ходом происходит вследствие изменения вращения рабочих колес водометов. Существенным недостатком этой схемы является не-

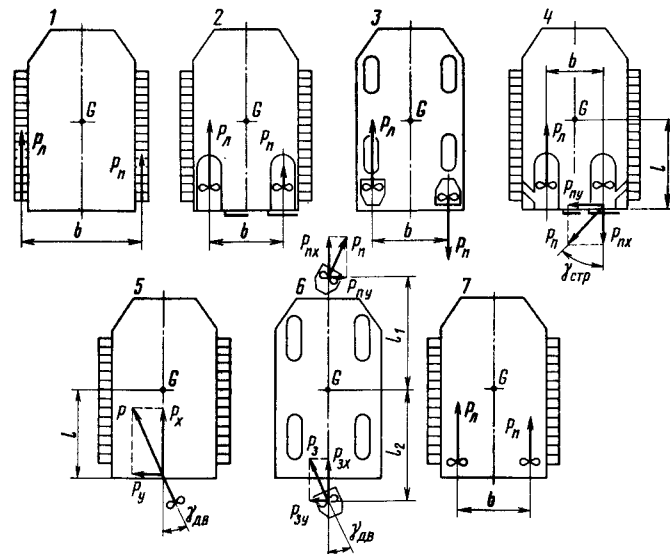


Рис. 69. Схемы движительно-рулевых комплексов машин, обеспечивающих создание поворачивающего момента регулированием работы водоходных движителей

производительная затрата энергии при полном закрытии заслонки одного из водометов.

Представляет интерес движительно-рулевой комплекс, показанный на схеме 3. Как и в предшествующих схемах, поворачивающий момент создается за счет разности в силе тяги водометов, которые в этой схеме выполнены поворотными относительно горизонтальной оси, перпендикулярной борту машины. При повороте одного из водометов горизонтальная составляющая вектора его силы тяги уменьшается от максимального значения до нуля при установке водомета в вертикальное положение. При дальнейшем повороте водомета горизонтальная составляющая вектора тяги будет увеличиваться, достигая наибольшего значения при угле поворота 180° , но будет направлена в сторону кормы. В этом положении величина поворачивающего момента получается максимальной, что в сочетании с примерно равными по величине силами тяги обоих водометов обеспечивает поворот машины с большой угловой скоростью без поступательного движения. Для движения задним ходом оба водомета без отключения от двигателя поворачиваются на 180° . Машина одинаково хорошо управляется на всех режимах работы двигателя как на переднем, так и на заднем ходу и может поворачиваться с различными радиусами кривизны, а также на месте без поступательного движения.

Отличительной особенностью движительно-рулевого комплекса, представленного на схеме 4, является оборудование водометов каналами заднего хода, через которые вода под некоторым углом $\gamma_{стр}$ может отбрасываться в сторону носа машины при закрытой заслонке водомета. При такой схеме сила тяги на заднем ходу значительно меньше тяги переднего хода; однако за счет поперечной составляющей вектора силы тяги заднего хода, действующей на большом плече, в сочетании с поворачивающим моментом от водомета, работающего на передний ход, суммарный поворачивающий момент достигает большой величины. Движение задним ходом осуществляется за счет закрытия заслонок обоих водометов, причем управляемость на заднем ходу такая же хорошая, как и на переднем.

Управляемость машины, выполненной по схеме 5, обеспечивается поворотом водоходного движителя в горизонтальной плоскости. Поворачивающий момент при такой схеме может быть большим при движении как передним, так и задним ходом, так как плечо, на котором действует поперечная составляющая вектора тяги P_y , достаточно велико. Вследствие этого машины с такой схемой движительно-рулевого комплекса имеют хорошую управляемость.

Управляемость машины может быть улучшена по сравнению с управляемостью машины, выполненной по схеме 5, если водоходные движители типа "гребной винт", "гребной винт в насадке", способные поворачиваться в горизонтальной плоскости, установлены в носовой и кормовой частях корпуса машины (схема 6, рис. 69). Схема обеспечивает очень хорошую управляемость на переднем и заднем ходу, кроме того, позволяет при повороте движителей на большие углы в одном и том же направ-

лении двигаться машине поступательно под углом к продольной оси или лагом (боком), выполняя в этом случае роль подруливающего устройства.

Хорошая управляемость может быть обеспечена также при применении схемы 7, в которой два разнесенных по бортам гребных винта регулируемого шага могут создавать различные по величине поворачивающие моменты на переднем и заднем ходу. Эта схема обеспечивает также реверсирование движителей без отключения двигателя и изменения его частоты вращения, что упрощает управление машиной на плаву. Недостаток схемы — более сложная конструкция гребных винтов, обусловленная механизмом поворота лопастей винтов и его привода.

Рассмотренные схемы 1—7 относятся к машинам, у которых поворачивающий момент обеспечивается регулированием работы водоходного движителя. Общим недостатком этих схем, кроме различной степени сложности, является полная потеря управляемости при неработающих вследствие каких-либо причин водоходных движителях. Исключение составляют колесные машины, которые сохраняют некоторую возможность изменять направление движения при перемещении по инерции за счет поворота управляемых колес.

На рис. 70 представлены схемы движительно-рулевых комплексов машин, у которых поворачивающие моменты создаются за счет гидродинамических сил, образующихся на повернутых управляемых колесах машин и водяных рулях, расположенных в струе гребных или водометных движителей.

Управляемость машины по схеме 1 обеспечивается только за счет гидродинамических сил на водяном руле, установленном в

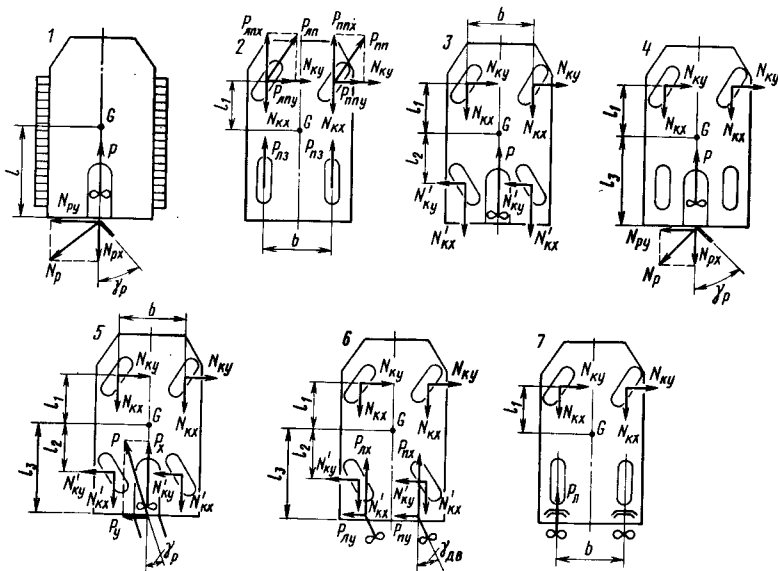


Рис. 70. Схемы движительно-рулевых комплексов машин, обеспечивающих создание поворачивающего момента с помощью гидродинамических сил

струе водоходного движителя. Схема рациональна для машин небольшого водоизмещения, так как из-за малой площади руля поворачивающий момент незначителен. Существенным недостатком является плохая управляемость при движении задним ходом.

Схема 2 иллюстрирует создание поворачивающего момента на полноприводной колесной машине, колеса которой используются в качестве водоходного движителя. Поворачивающий момент обусловлен гидродинамическими силами и силами тяги на передних управляемых колесах при их повороте. Схема не имеет никаких дополнительных рулевых устройств, поэтому проста, но не обеспечивает требуемой управляемости на переднем и заднем ходу. Особенно плохо управляются такие машины на течении, при сильном ветре и малой скорости движения.

Особенностью схемы 3 является то, что водоходный движитель в создании поворачивающего момента не участвует. Для управления машиной на плаву используются передние и задние управляемые колеса, гидродинамические силы на которых пропорциональны размерам колес и скорости движения. Поэтому при небольших размерах колес и малой скорости движения такие машины одинаково плохо управляются при движении как вперед, так и назад. Скорость движения при повороте значительно уменьшается из-за увеличения сопротивления воды вследствие появления продольных составляющих гидродинамических сил на повернутых управляемых колесах.

В схеме 4 поворачивающий момент создается поворотом передних управляемых колес машины и заблокированного с ними через привод управления водяного руля, установленного в струе водоходного движителя (гребного винта, водомета). Схема используется в основном на небольших по водоизмещению плавающих машинах и обеспечивает удовлетворительную управляемость. Недостаток схемы — плохая управляемость на заднем ходу.

На схеме 5 представлен движительно-рулевой комплекс машин, у которых поворачивающий момент создается в результате поворота всех управляемых колес и отклонения струи водомета с помощью дефлектора, заблокированного с приводом управляемых колес. Недостатки схемы — уменьшение скорости движения на циркуляции из-за дополнительного сопротивления воды, создаваемого повернутыми колесами, и плохая управляемость при движении задним ходом.

Управляемость машины по схеме 6 обеспечивается комбинацией управляемых колес и заблокированными с ними через рулевой привод гребных винтов, которые могут поворачиваться относительно вертикальной оси. Одновременный поворот управляемых колес и гребных винтов обеспечивает получение достаточно большого поворачивающего момента при движении передним и задним ходом, но на циркуляции падение скорости значительно из-за увеличения сопротивления воды и уменьшения продольной составляющей вектора силы тяги движителей.

Движительно-рулевой комплекс схемы 7 образован парой управляемых колес и парой гребных винтов, скомпонованных в

Таблица 4

Номер позиции на рисунке	Выражение для определения $M_{пов}$
Рис. 69	
1, 2	$(P_{л} - P_{п}) 0,5b$
3, 7	$(P_{л} \pm P_{п}) 0,5b$
4	$(P_{л} + P_{пх}) 0,5b + P_{пу} l$
5	$Pl \sin \gamma_{дв}$
6	$P_{з} l_2 \sin \gamma_{дв} + P_{п} l_1 \sin \gamma_{дв}$
Рис. 70	
1	$N_{пу} l$
2	$(P_{лпу} + P_{ппу} + 2N_{ку}) l_1$
3	$2(N_{ку} l_1 + N_{ку} l_2)$
4	$2N_{ку} l_1 + N_{пу} l_2$
5	$2(N_{ку} l_1 + N_{ку} l_2) + P_{у} l_3$
6	$2(N_{ку} l_1 + N_{ку} l_2) + (P_{лу} + P_{пу}) l_3$
7	$2N_{ку} l_1 + P_{л} 0,5b$

корме машины по бортам. Привод винтов имеет соединительные муфты, заблокированные с рулевым приводом. При повороте управляемых колес один из гребных винтов через муфту автоматически отключается от двигателя. Поворачивающий момент создается гидродинамическими силами на управляемых колесах и силой тяги включенного винта. Недостатки схемы — сложность конструкции и значительное уменьшение средней скорости из-за систематического отклонения одного из винтов.

Общим недостатком всех схем управления на плаву колесными машинами, имеющими кинематическую связь между управляемыми колесами и другими рулевыми устройствами (водяными рулями, расположенными в струе водоходного движителя, дефлекторами, поворотными гребными винтами и т. д.), является невозможность сочетать при выходе из воды, особенно реки, управление машиной на плаву с установкой управляемых колес машины в положение, обеспечивающее наилучшие условия для выхода на берег. У машин, не имеющих кинематической и силовой связи управляемых колес с другими рулевыми устройствами, этот недостаток отсутствует.

Поворачивающие моменты, создаваемые движительно-рулевыми комплексами рассмотренных ранее схем, рассчитывают по формулам, приведенным в табл. 4.

6.2. ОСОБЕННОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН

После переключки рулевых устройств машины в некоторое фиксированное положение она переходит от прямолинейного движения к движению по криволинейной траектории, называе-

мой циркуляцией. Приведенная на рис. 71 форма кривой циркуляции на спокойной воде является типичной для плавающих машин, но она может существенно отличаться по геометрическим параметрам при изменении поворачивающего момента, создаваемого движительно-рулевым комплексом. На рис. 71 показаны три кривые циркуляции колесной плавающей машины: движение по кривой 1 обеспечивается одновременным поворотом управляемых колес и водяных рулей машины, по кривой 2 — поворотом только управляемых колес и по кривой 3 — поворотом только водяных рулей. Сравнение таких кривых позволяет оценить эффективность использования движительно-рулевых комплексов машин.

Различают три периода циркуляции, которые отличаются параметрами криволинейного движения.

Первый период — маневренный, по времени длится несколько секунд, которые затрачиваются на установку органов управления в положение, соответствующее желаемому изменению траектории движения.

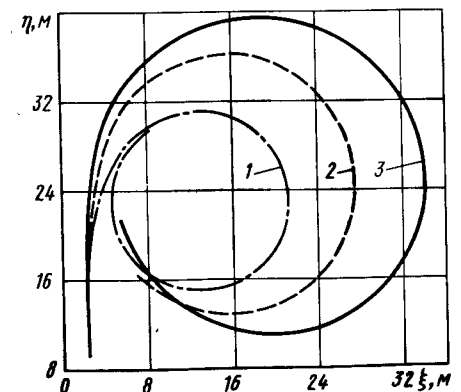
Второй период — эволюционный, начинается с момента установки органов управления в какое-то определенное положение и заканчивается, когда движение машины по криволинейной траектории становится установившимся. За этот период угол курса машин может измениться на $60-150^\circ$ относительно первоначального направления прямолинейного движения, а параметры криволинейного движения (угловая и линейная скорости, угол дрейфа и геометрические параметры траектории) приближаются к предельным.

Третий период — установившийся, характеризуется движением всех точек машины по концентрическим окружностям относительно одного центра. В этом периоде все параметры криволинейного движения машины принимают постоянные значения, практически не изменяющиеся в процессе движения машины на установившейся циркуляции.

Диаметр установившейся циркуляции при максимальном угле переключки рулевых органов у всех машин увеличивается с ростом скорости движения. Наименьший диаметр циркуляции машины имеют при совершении поворота с места, так как при этом рулевые устройства переключаются на максимальные углы, а частота вращения коленчатого вала двигателя приближается к предельной.

Период установившейся циркуляции зависит от угла переключки рулевых устройств и частоты вращения коленчатого вала двигателя машины.

Рис. 71. Циркуляция машины при повороте с помощью:
1 — управляемых колес и водяных рулей;
2 — управляемых колес;
3 — водяных рулей



У многих машин при максимальной переключке рулевых устройств и предельной частоте вращения период установившейся циркуляции составляет 20—40 с. У машин с колесными и гусеничными водоходными движителями период установившейся циркуляции может в 1,5—2 раза превышать период циркуляции машин со специальными водоходными движителями.

Угловая скорость поворота для большинства машин на установившейся циркуляции практически линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. Лучшие по этому параметру машины при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и максимальной переключке рулевых устройств имеют угловую скорость поворота примерно 16—20°/с.

Линейная скорость машин на циркуляции по сравнению со скоростью предшествующего прямолинейного движения уменьшается. Падение скорости объясняется главным образом увеличением сопротивления воды в результате появления больших углов дрейфа и роста крена и дифферента. Определенное влияние на уменьшение линейной скорости оказывает изменение силы тяги водоходных движителей на циркуляции, особенно если они используются для создания поворачивающего момента.

Угол дрейфа в центре тяжести большинства машин увеличивается по мере роста угла переключки рулевых устройств и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Численные значения углов дрейфа лежат в широких пределах в зависимости от размеров корпусов машин, угловых и линейных скоростей, а также способа создания поворачивающего момента.

Крен машины на установившейся циркуляции при максимальной переключке рулевых устройств и предельной частоте вращения коленчатых валов двигателей происходит в сторону, противоположную центру поворота машины. При максимальной переключке рулевых устройств и предельной частоте вращения коленчатого вала двигателя крен у большинства машин не превышает 2—4°. Угол крена зависит от параметров остойчивости машины, ее скорости на циркуляции и схемы приложения сил, действующих на машину в процессе установившейся циркуляции.

Дифферент машин на установившейся циркуляции мало отличается от дифферента на прямом курсе; некоторое изменение его, вызываемое перераспределением действующих на машину сил, отмечается при входе машины в поворот.

Для объективной оценки поворотливости машин на установившейся циркуляции необходимо располагать полученными экспериментально или аналитически диаграммами управляемости, представляющими в большинстве случаев зависимости диаметра установившейся циркуляции и угловой скорости поворота от величины поворачивающего момента, созданного с помощью рулевых устройств. В некоторых случаях эти зависимости могут дополняться изменением скорости движения и угла дрейфа в функции поворачивающего момента. Но для практических целей использование таких диаграмм не совсем удобно, так как водитель может контролировать величину поворачивающего момента только по двум управляющим параметрам: углу пере-

ключки рулевых устройств и частоте вращения коленчатого вала двигателя машины. Поэтому диаграммы управляемости целесообразно строить в функции угла переключки рулевых устройств при различной частоте вращения или в функции частоты вращения при разных углах переключки рулевых устройств (рис. 72).

При проведении маневра "спираль" с записью ряда кинематических параметров поворота на диаграмме управляемости можно показать зависимости диаметра циркуляции и угловой скорости поворота при малых значениях поворачивающего момента. С этой целью машина вводится в поворот при незначительном угле переключки рулевых устройств, после чего он постепенно доводится до нуля с записью диаметра циркуляции и угловой скорости поворота. Если машина при этом не выходит из циркуляции, то переключка рулевых устройств продолжается на другой борт до такого значения угла, при котором наступает поворот в другую сторону. Участки диаграммы управляемости, получаемые с помощью маневра "спираль", показаны на рис. 72 штриховой линией.

Кроме диаграммы управляемости, для оценки быстроты реагирования (послушности) машин на изменение положения органов управления целесообразно также располагать данными по "зигзагообразному" маневру, полученными в результате постановки специальных натурных исследований. При этих испытаниях фиксируются: угол курса α , угловая скорость машины ω , углы переключки рулевых устройств $\beta_{рк}$, частота вращения коленчатого вала двигателя, время t , длина L_3 , ширина B_3 и период зигзага T_3 и др. На рис. 73 представлены результаты испытаний одной из плавающих машин в процессе выполнения "зигзагообразного" маневра в такой последовательности. Рулевое устройство машины при движении вперед с желаемой скоростью (частотой вращения коленчатого вала двигателя) переключается на заданный угол α_0 на правый или левый борт. В момент, когда отклонение машины от курса достигает заданной величины $\alpha_0 = \beta$, рулевое устройство переключается на тот же угол α_0 , но на противоположный борт. После того как машина повернется в противоположную сторону на угол α_0 по отношению к первоначальному курсу, рулевое устройство снова переключается на заданный угол α_0 на другой борт. Испытания проводят с несколькими значениями угла α_0 .

По полученным во время испытаний данным рассчитываются скорость маневра и скорость одерживания, по которым ведется сравнение быстроты реагирования машины на изменение положения рулевого устройства. Скорость маневра a_m/t_m представляет собой отношение суммарного максимально-

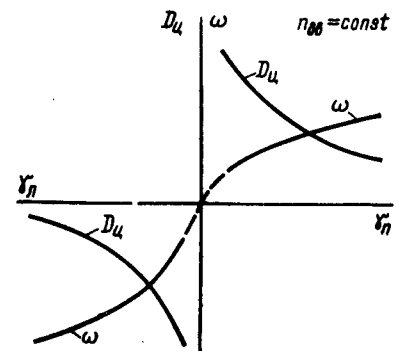


Рис. 72. Диаграмма управляемости машины

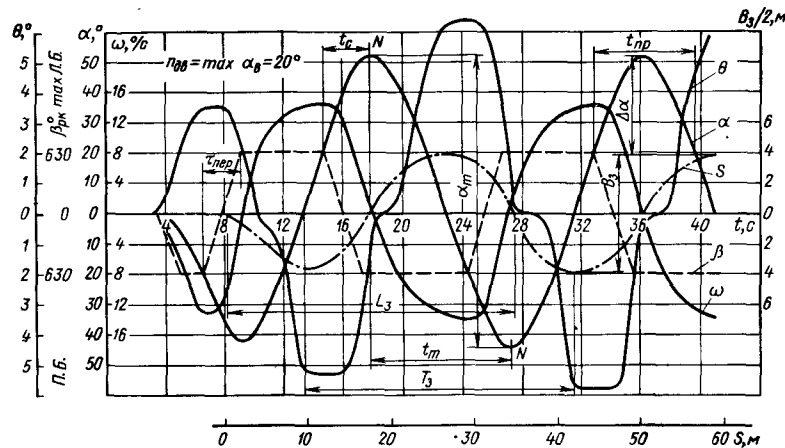


Рис. 73. Диаграмма "зигзагообразного" маневра машины

го угла отклонения машины вправо и влево от основного курса ко времени между максимальными отклонениями машины от этого курса на правый и левый борт. Скорость одерживания $\Delta a/t_0$ представляет собой отношение угла, на который машина дополнительно поворачивается с момента начала перекладки рулевых устройств до начала ее поворота в другую сторону, ко времени одерживания, т. е. ко времени, в течение которого угловая скорость машины после начала перекладки рулей убывает до нуля.

Наибольшей быстротой реагирования обладают машины, движительно-рулевые комплексы которых обеспечивают большие значения поворачивающего момента и быстрое изменение направления его действия. Для них характерно примерное равенство скорости маневра и скорости одерживания, которые находятся в пределах $6-8^{\circ}/с$.

Разработка эффективных рулевых устройств плавающих машин, способных обеспечить требуемые параметры управляемости, является сложной задачей. Для ее решения необходимо хорошее знание физических процессов, сопровождающих движение машин по криволинейной траектории, а также сил и моментов, возникающих в результате взаимодействия машины в целом и ее отдельных устройств и систем с водной и воздушной средами. При разработке рулевых устройств необходимо также учитывать особенности условий эксплуатации машин на воде. К этим особенностям в первую очередь следует отнести влияние на управляемость машин глубины воды, течения и ветровых нагрузок.

Известно, что при ограниченной глубине воды ухудшаются поворотливость и эксплуатационная устойчивость движения на прямом курсе [14]. Близость дна водной преграды к корпусу и особенно к элементам ходовой части машин приводит к увеличению сопротивления воды и, как следствие этого, к падению скорости движения. Кроме того, возрастают присоединенные массы и моменты инерции и меняются условия работы движительно-рулевого комплекса. Вследствие этого изменяются по

сравнению с глубокой водой практически все параметры движения машин по криволинейной траектории: линейная и угловая скорости, углы дрейфа, диаметры и периоды циркуляции и т. д. Линейная и угловая скорости и углы дрейфа уменьшаются, а диаметры и периоды циркуляции увеличиваются. Поэтому, поскольку для машин плавание в условиях мелководья является наиболее характерным режимом движения, рулевые устройства необходимо проектировать таким образом, чтобы они обеспечивали заданные параметры управляемости в условиях мелководья.

Второй особенностью эксплуатации машин является большое время работы на реках с различными скоростями течения и преимущественное движение машин поперек русла рек. Эти обстоятельства также необходимо учитывать при разработке рулевых устройств, которые должны позволять машинам двигаться поперек русла реки без сильного сноса течением и совершать необходимое маневрирование в любых направлениях относительно русла реки. Следует также учитывать, что динамика криволинейного движения машины в этом случае значительно сложнее, чем на спокойной воде, в результате сложного взаимодействия корпуса, ходовой части и рулевых устройств машины с потоком воды, скорости и направление которого все время изменяются относительно движущейся машины. Процесс взаимодействия машин с речным потоком изучен мало, а использование теоретических и экспериментальных материалов по речным судам затруднительно из-за значительных различий в соотношениях размеров корпусов, влияния элементов ходовой части машин.

Исследования процесса маневрирования машин на реках показывают, что даже при небольших скоростях течения происходит значительное изменение формы кривой циркуляции (рис. 74). Если сравнивать между собой циркуляции машин на спокойной воде и на течении, то основные отличия наблюдаются в эволюционном и установившемся периодах циркуляции. При неизменных скорости течения, глубине воды и повороте в сторону течения траектории точек машины в установившемся периоде имеют форму правильной удлиненной циклоиды. Форма и размеры циклоиды зависят от соотношения скоростей течения и машины на спокойной воде. Чем больше это отношение, тем больше форма кривой приближается к обыкновенной циклоиде. При со-

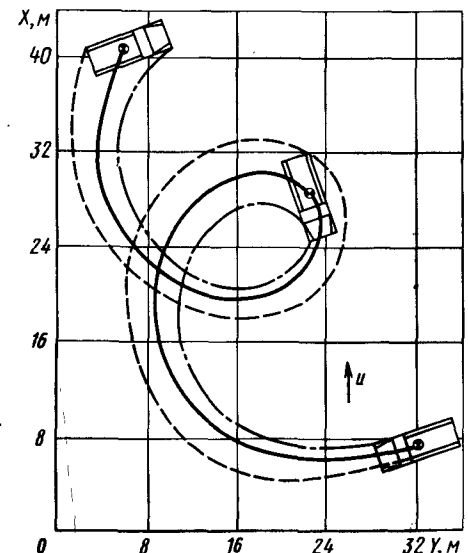


Рис. 74. Циркуляция машины на течении

вершении поворотов против течения траектория движения машины в эволюционном периоде близка к эллипсу, а в установившемся соответствует удлиненной циклоиде. Это приводит к тому, что основные геометрические параметры циркуляции на течении достаточно сильно отличаются от таких же параметров на спокойной воде. При повороте по течению тактический диаметр и прямое смещение увеличиваются, а при повороте против течения — уменьшаются, но период циркуляции и угловая скорость практически такие же, как и на спокойной воде.

С достаточной для практики точностью траекторию криволинейного движения машины на течении можно рассчитать, если имеется траектория криволинейного движения машины на спокойной воде при одинаковой глубине воды и величине поворачивающего момента. Траекторию криволинейного движения на течении находят в этом случае путем наложения сноса машины течением на траекторию ее движения на спокойной воде.

Воздействие на машину ветра определяется его скоростью и направлением. Причем это воздействие является следствием двух причин — непосредственно самой ветровой нагрузки и волнения воды, возникающего в результате действия ветра на водную поверхность. Таким образом, при рассмотрении воздействия ветровой нагрузки на поворотливость и устойчивость движения машин необходимо учитывать влияние ветра, волн и процесса качки машин на ветровом волнении. Выполнить это аналитическим путем практически невозможно из-за сложности систем уравнений, описывающих движение машины по криволинейной траектории в этих условиях. Тем не менее необходимо и возможно, используя методы, разработанные для речных и морских судов, оценивать управляемость машин при воздействии на них ветровой нагрузки [8, 14] и проводить экспериментальные оценки степени управляемости машин, особенно имеющих большую площадь парусности.

6.3. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА МАШИНУ НА РЕЖИМЕ ЦИРКУЛЯЦИИ

Для более точного описания движения машины по криволинейной траектории используют две системы координат — подвижную, жестко связанную с машиной, и неподвижную, фиксированную относительно земли (рис. 75).

Начало подвижной системы координат XGY принято располагать в центре масс G машины, причем ось X совпадает с продольной осью машины и направлена в сторону ее передней части, а ось Y — к центру поворота. Положение неподвижной системы координат $\xi O\eta$ выбирается так, чтобы в момент начала движения машины по криволинейной траектории неподвижная система совпадала с подвижной.

Угол α между координатными осями $O\eta$ и GX называется углом курса, а угол φ между вектором скорости машины v и осью $O\eta$ — углом скорости. Угол между вектором скорости машины и ее продольной осью, а следовательно, и осью X называется углом дрейфа β . Углы α , φ и β связаны между собой отношением

$$\alpha = \varphi + \beta.$$

Дифференцируя это выражение по времени и учитывая, что $da/dt = \omega$, а $d\varphi/dt = v/R_{ц}$, угловую скорость вращения машины ω можно определять из выражения

$$\omega = v/R_{ц} + d\beta/dt,$$

где $R_{ц}$ — радиус кривизны траектории машины.

В большинстве случаев в этом выражении можно при практических расчетах из-за малости не учитывать второй член, тогда $\omega \approx v/R_{ц}$. Для режима установившейся циркуляции это выражение является точным.

Движение машины по криволинейной траектории можно характеризовать временем, скоростью центра масс машины или ее проекциями на подвижные оси и угловой скоростью, т. е.

$$v_x = v_x(t); v_y = v_y(t); \omega = \omega(t).$$

Очевидно также, что $v_x = v \cos \beta$ и $v_y = -v \sin \beta$.

Для сравнения управляемости различных машин размерные кинематические характеристики не совсем удобны. Поэтому для этих целей используют безразмерные характеристики вида

$$\theta_{ц} = v/v_0; \Omega_{ц} = \omega L/v = L/R_{ц},$$

где L — длина машины; v_0 — скорость машины на прямом курсе перед началом поворота.

При движении по плоской криволинейной траектории на машину действует система сил и моментов:

силы и моменты, обусловленные инерцией машины как твердого тела и инерцией окружающей машину воды, т. е. силы и моменты инерционной природы;

силы и моменты, возникающие вследствие гидродинамического взаимодействия машины и ее движительно-рулевого комплекса с водой, т. е. силы и моменты неинерционной природы.

Силы и моменты неинерционной природы для удобства расчета также разбивают на две другие группы. В первую входят силы и моменты, возникающие на корпусе и ходовой части машины при движении последней по криволинейной траектории. Эти силы обусловлены вязкостью воды и перераспределением давления по поверхностям корпуса и элементов ходовой части. Во вторую группу входят силы и моменты, создаваемые движительно-рулевым комплексом машины. В отдельную группу сил и моментов выделяют при большой площади парусности машины аэродинамические силы и моменты, действующие на надводную часть машины и перевозимый груз.

Определение с необходимой точностью сил инерционной и неинерционной природы, действующих на машину при ее движении по криволинейной траектории, в основном возможно только экспериментальным путем. Теоретические методы, используемые для этих целей в судо-

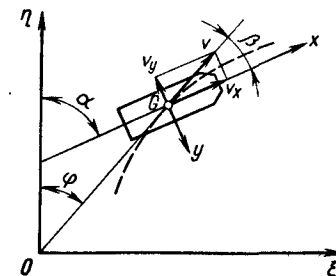


Рис. 75. Системы при криволинейном движении машины

вой практике, не могут быть применены к плавающим машинам из-за существенного влияния элементов их ходовой части.

Краткое описание экспериментальных способов определения сил и моментов инерционной природы было приведено в гл. 5. Экспериментальное определение сил неинерционной природы, действующих на машину при совершении циркуляции, возможно в основном с помощью модельных испытаний на ротативной установке [14]. В некоторых случаях для определения продольных и поперечных составляющих гидродинамических сил, действующих на машину, можно использовать результаты натурных буксировочных испытаний, при которых направление буксировки составляет некоторый угол с продольной осью машины.

Вместе с тем следует отметить, что общая система сил и моментов, действующих на машину в процессе циркуляции, может быть сложнее системы сил обычного речного или морского судна, особенно для колесных машин с водометными движителями.

На рис. 76 представлена схема сил и моментов, действующих в процессе циркуляции на колесную машину, движительно-рулевой комплекс которой включает управляемые колеса и водяные рули, установленные в струе водометного движителя. Если машина плывет с вращающимися колесами, например, в условиях мелководья, то система сил (рис. 76) должна быть дополнена силами тяги, создаваемыми вращающимися колесами. Отметим также, что при вращении колес изменяются и присоединенные массы воды, учитываемые в уравнениях движения.

При движении машины с некоторым углом дрейфа β равнодействующая сил сопротивления воды не совпадает по направлению с продольной осью машины. В эволюционном периоде циркуляции точка приложения равнодействующей K расположена ближе к передней части машины от центра масс. По мере увеличения угла дрейфа точка K перемещается вдоль оси машины к корме и на установившейся циркуляции располагается за центром масс ближе к корме. Поэтому воздействие на машину равнодействующей гидродинамических сил можно свести к силам R_x и R_y и моменту M_R .

Гидродинамические силы, создаваемые движительно-рулевым комплексом, включают силу тяги водоходного движителя P , силу поперечной реакции струи F_y , приложенную в центре приемного отверстия водовода, продольную N_{px} и поперечную N_{py} составляющую сил, создаваемых решеткой рулей, продольную N_{kx} и поперечную N_{ky} составляющую сил на повернутых передних управляемых колесах машины. Если машина имеет несколько управляемых мостов, то необходимо учитывать силы N_{kx} и N_{ky} на всех управляемых колесах и влияние угла дрейфа, который будет разным у всех управляемых колес.

Величина поперечной реакции потока воды в водоводе водометного движителя определяется по формуле

$$F_y = \eta_k \rho Q_H v_y,$$

где v_y — поперечная скорость машины в зоне заборного отверстия водометного движителя; η_k — коэффициент, учитывающий влияние корпуса.

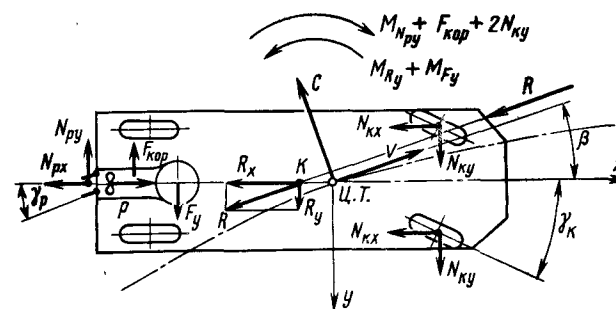


Рис. 76. Силы и моменты, действующие на колесную плавающую машину на циркуляции

Точку приложения силы F_y можно считать совпадающей с центром заборного отверстия водомета.

Кроме того, необходимо учитывать относительное движение масс воды в водоводе работающего водометного движителя, что приводит к появлению кориолисова ускорения при движении машины по криволинейной траектории. Кориолисова сила инерции может быть найдена по формуле

$$F_{кор} = 2 m_B \omega v_S,$$

где m_B — масса воды, заполняющая водовод водометного движителя; v_S — средняя угловая скорость протекания воды через водовод.

Силы F_y и $F_{кор}$ оказывают достаточно большое стабилизирующее воздействие на машины с водометными движителями, обуславливая лучшую устойчивость их на прямолинейных курсах. Поэтому в уравнения криволинейного движения машин с водометными движителями необходимо вводить эти силы и их моменты.

Определение сил N_{kx} и N_{ky} затрудняется тем, что часть площади управляемых колес располагается в гидродинамической тени корпуса машины, а форма горизонтальных сечений колес представляет собой крылья малого удлинения (с переменной величиной относительного удлинения). Условно заменяя площадь колеса, обтекаемую потоком воды, равной ей площадью прямоугольного крыла такого же среднего удлинения, можно рассчитать силы N_{ky} и N_{kx} по формулам

$$N_{ky} = 0,5 c_y \rho S_k v_i^2; \quad (52)$$

$$N_{kx} = 0,5 c_x \rho S_k v_i^2, \quad (53)$$

где c_x и c_y — коэффициенты лобового сопротивления и подъемной силы, определяемые в функции угла атаки крыла (угла поворота колес с учетом угла дрейфа в месте расположения управляемого колеса); S_k — условная площадь крыла; v_i — скорость натекания воды на колесо.

Для определения углов дрейфа и скорости потока воды в

месте расположения управляемого колеса можно использовать выражения

$$\beta_i = \arctg \frac{v_{yi} \pm l_{ki} \omega}{v_{xi} \pm 0,5B\omega};$$

$$v_i = \sqrt{(v_{yi} \pm l_{ki} \omega)^2 + (v_{xi} \pm 0,5B\omega)^2},$$

где l_{ki} — расстояние от полюса поворота машины до i -й управляемой оси.

По формулам, аналогичным (52) и (53), определяют силы N_{px} и N_{py} , создаваемые решеткой водяных рулей, установленных в водоходном отверстии водометного движителя. Коэффициенты c_y и c_x для поперечных сил на управляемых колесах и на решетке водяных рулей находят по соответствующим графикам, отражающим результаты испытаний крыльев малого удлинения.

Движение машины по криволинейной траектории с необходимой для практики точностью описывается следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (m + \lambda_{11}) \frac{dv_x}{dt} - (m + \lambda_{22}) v_y \omega - \lambda_{26} \omega^2 &= X; \\ (m + \lambda_{22}) \frac{dv_y}{dt} + (m + \lambda_{11}) v_x \omega + \lambda_{26} \frac{d\omega}{dt} &= Y; \\ (J_z + \lambda_{66}) \frac{d\omega}{dt} + (\lambda_{22} - \lambda_{11}) v_x v_y + \\ + \lambda_{26} v_x \omega + \lambda_{26} \frac{dv_y}{dt} &= M_z, \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

где λ_{11} и λ_{22} — присоединенные массы воды соответственно вдоль осей Gx и Gy ; λ_{26} — присоединенный статический момент; J_z и λ_{66} — момент инерции машины и присоединенный момент инерции воды относительно вертикальной оси Gz .

В этих уравнениях, если начало координат размещается вблизи центра масс машины или совпадает с ним, можно пренебречь асимметрией машины относительно вертикальной поперечной плоскости, проходящей через начало координат, и считать $\lambda_{26} = 0$. Правые части этой системы уравнений представляют собой сумму векторов внешних сил и моментов, состав которых зависит от типа используемого на машине движительно-рулевого комплекса и схемы управления машиной на плаву.

Расчет траектории движения машины при воздействии на нее поворачивающего момента проводится на ЭВМ после раскрытия правых частей системы уравнений (54).

7. ПРОХОДИМОСТЬ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ВОДНОГО УЧАСТКА

Преодоление плавающими машинами любого водного участка включает, как известно, три основных этапа: вход в воду, движение по воде и выход на берег. Первый и третий этапы имеют общую характерную особенность, которая отличает их от движения плавающих машин только по суше и только по воде. Это — од-

новременное взаимодействие машины с водой и грунтом, в частности, одновременная работа сухопутного и водоходного движителей или одновременное взаимодействие сухопутного движителя с грунтом и водой, если специальный водоходный движитель отсутствует. Такой режим движения возможен и на самом водном участке при недостаточной для полного всплытия глубине, а также в поймах рек и на прочих обводненных участках местности.

Опыт эксплуатации и специальные экспериментальные исследования плавающих машин различного типа и назначения показывают, что в большинстве случаев водный участок становится непреодолимым препятствием не из-за быстрого течения, большой ширины или волнения, а из-за невозможности плавающих машин войти в воду и особенно выйти на неподготовленный берег [24]. Для современных плавающих машин три четверти естественных берегов рек недоступны. Обычно машины застревают из-за неблагоприятных грунтовых условий, крутых склонов берега или вертикальных уступов, наличия растительности и т. д. Вход в воду и выход на берег занимают незначительную долю общего времени движения (если машина не застревает), однако именно эти этапы преодоления водного участка являются критическими и обуславливают эффективность и даже возможность использования машины в определенных условиях местности. Таким образом, проблема преодоления водных участков отождествляется прежде всего с проблемой входа в воду и выхода из воды. Способность переходить от движения по суше к движению по воде и обратно является одним из основных свойств, которым должна обладать плавающая машина любого типа и назначения. Наибольшие трудности при создании новых машин связаны с обеспечением достаточно высоких показателей этого свойства. Поэтому проводятся исследования различных аспектов проходимости плавающих машин на водных участках, касающихся как отдельных динамических процессов системы "машина — вода — грунт", так и общих вопросов оценки подвижности на местности.

Для повышения проходимости плавающих машин на водных участках необходимо:

1. Получить данные по условиям движения при входе в воду и выходе на берег (профили берегов, свойства грунтов берега и дна, характеристики прибойного волнения и т. д.) на территориях предполагаемой эксплуатации. Причем состав количественных характеристик местности должен быть выбран из анализа взаимодействия в системе "местность — машина" [6].

2. Изучить особенности взаимодействия машины с водой в изменяющихся условиях входа и выхода (силы сопротивления движению, инерционные эффекты, воздействие течения и прибойного волнения, совместная работа движителей в воде) и взаимодействия сухопутного движителя с подводным грунтом.

3. Выработать надежные модели взаимодействия движителей с грунтом различного типа.

4. Предложить и обосновать состав показателей для характеристики проходимости на водном участке. Показатели долж-

ны объективно отражать опыт эксплуатации и испытаний плавающих машин.

На основе решения первых четырех задач нужно разработать теоретические модели движения на водном участке для анализа и оценки эффективности как существующих, так и принципиально новых типов плавающих машин, их систем и вспомогательного оборудования, обеспечивающего надежный вход в воду и выход из нее.

В данной главе рассматриваются некоторые из поставленных задач.

Одновременное взаимодействие с двумя средами (воздух не учитывается) представляет собой самую характерную и маслоисследованную особенность движения плавающих машин на водных участках и является, по-видимому, ключевой проблемой в обеспечении достаточно высокой проходимости машин в этих условиях. На рис. 77 приведены расчетные схемы взаимодействия плавающей машины с водой и грунтом в процессе преодоления водной преграды — при входе в воду, движении по мелководью и при выходе на берег. Приняты следующие обозначения: G — вес машины; N , T — результирующие нормальных и касательных реакций грунта; P_f — сопротивление качению; D_n — сила плавучести; R_c — сопротивление воды движению машины; P_B , P_T — сила тяги водоходного и гусеничного движителей в воде.

Исследования процесса выхода машин на берег, как движения динамической системы в специальных условиях, базируются в основном на методах теории автомобиля и гусеничных машин. Проходимость на водной преграде рассматривается как частный случай проходимости машины на местности с учетом особенностей конструкции плавающих машин и характера взаимодействия машины с водой и грунтом при входе в воду и выходе на берег.

Вход в воду далее не рассматривается по двум причинам: во-первых, вход машины в воду, как правило, легче выхода на

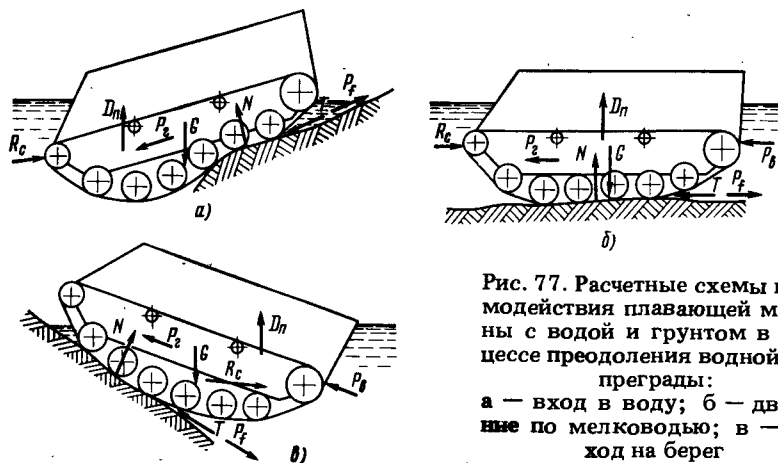


Рис. 77. Расчетные схемы взаимодействия плавающей машины с водой и грунтом в процессе преодоления водной преграды:
а — вход в воду; б — движение по мелководью; в — выход на берег

берег, поэтому в первую очередь исследуется выход на берег; во-вторых, все результаты, полученные для выхода, можно отнести после простых преобразований и к входу в воду.

7.1. АНАЛИЗ ВЫХОДА НА БЕРЕГ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ МЕТОДАМИ СТАТИКИ

Анализ статики выхода на берег плавающей машины позволяет решить ряд задач, важных как для практики конструирования новых, так и для сравнительной оценки существующих машин: выявить основные закономерности изменения сил плавучести, реакций берега, требуемой для выхода силы тяги движителей; проверить условия заливаемости корпуса и геометрические условия проходимости. Результаты статического анализа тем ближе к действительности, чем меньше скорости и ускорения в процессе выхода на берег.

Физическое моделирование статики выхода. Рассмотрим некоторые результаты исследования выхода на берег моделей плавающих машин — гусеничной (масштаб 1:6) и колесной 8x8 (масштаб 1:4). В основу исследования были положены следующие предпосылки. Надежность выхода на берег зависит от соотношения движущих сил и сил сопротивления движению, т. е. в основном от силы тяги движителей (сухопутного и водоходного), скатывающей силы и силы сопротивления качению. Сила тяги сухопутного движителя и сила сопротивления грунта качению зависят при прочих равных условиях от нормальной нагрузки и площади контакта движителя с грунтом.

Изменения в процессе выхода двух последних величин, а также скатывающей силы можно изучить в первом приближении на простых моделях статики выхода машины на берег. Таким образом, принятые допущения о характере взаимодействия машины с грунтом и водой позволяют свести анализ сложного динамического процесса, каким является выход на берег, к исследованию методами статики закономерностей изменения всего лишь трех величин: нормальной реакции берега N , скатывающей силы T и площади контакта движителя с грунтом A . В качестве аргумента принят путь S , пройденный моделью от начальной точки контакта с берегом A_K , или его относительная величина S/L (L — длина модели).

Модели выходили на твердый плоский берег достаточно медленно, чтобы не учитывать динамические эффекты. Использовались два режима движения — самоходный и буксировочный.

На рис. 78 и 79 показаны результаты опытов с моделями. Исследования проводились на уклоне берега, близких к максимальным, которые преодолевают прототипы моделей. Силы отнесены к весам моделей, площадь контакта A и среднее давление на грунт q — к одноименным величинам в конце выхода A_1 , q_1 , когда сила плавучести равна нулю. С помощью кривых 2, 3 на рис. 78 и 79 можно определить положение равнодействующей нормальных реакций берега соответственно при буксировке и в самоходном режиме движения. Отличие кривых 2, 3 обусловлено различием эпюр нормальных реакций берега в этих режимах из-за действия буксирного троса и реактивного момента ведущего колеса. При буксировке равнодействующая N нормальных реакций ближе к носу модели, чем в самоходном режиме.

Как показали опыты с гусеничной моделью, величины N и A в процессе выхода изменяются таким образом, что давление в контакте гусениц с грунтом q остается все время меньше давления в конце выхода. Если принять свойства грунта под водой и выше уреза воды одинаковыми, то критической стадией выхода оказывается конечная. Как правило, грунты под во-

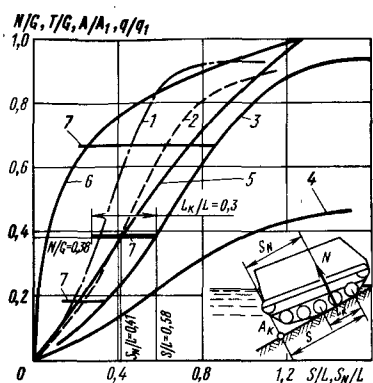


Рис. 78. Выход модели гусеничной машины на берег с уклоном $28,3^\circ$: 1, 2 — изменение реакции N/G от точки приложения S_N/L равнодействующей нормальных реакций берега соответственно в самоходном режиме и при буксировке; 3 — изменение нормальной реакции берега N/G от пути S/L ; 4 — изменение скатывающей силы T/G от S/L ; 5, 6 — изменение площади контакта гусениц A/A_1 и среднего давления на грунт q/q_1 от S/L ; 7 — длина поверхности контакта гусениц с грунтом L_K/L

дой и на берегу существенно различаются по несущей способности, и машины застревают гораздо раньше. Этому способствует быстрый рост q (кривая 6, рис. 78), так как уже в самом начале выхода при $S/L = 0,2$ значение q превышает 60% от q_1 . Как известно, на проходимость по деформируемым поверхностям влияет не только среднее давление в контакте, но и максимальные значения давлений.

Рассмотрим положение модели гусеничной машины при $S/L = 0,58$. Модель переместилась по берегу от точки A_K на 0,51 м, нормальная реакция составляет 334 Н ($N/G = 0,38$) и приложена на расстоянии 0,36 м ($S_N/L = 0,41$) от точки A_K , т. е. на расстоянии 0,15 м от передней кромки опорной ветви гусеницы. Площадь контакта и среднее давление на грунт можно определить по кривым 5, 6. Максимальное давление в контакте при допущении линейной деформируемости грунта и жесткой гусеницы в пролетах между катками

$$q_{\max} = N(1 + 6e/L_K)/(2L_K b_T),$$

где e — смещение точки приложения реакции N от середины опорной ветви гусеницы; L_K — длина опорной ветви гусеницы.

В рассматриваемом положении модели $L_K/L = 0,3$ (кривая 7) и q_{\max} составляет 8,75 кПа, что на 26% превышает среднее давление. При этом следует учесть, что давления при моделировании изменяются пропорционально линейным размерам.

При выходе на берег колесной модели относительная площадь контакта движителя с грунтом A/A_1 возрастает ступенчато в момент контакта с берегом очередного моста (кривая 5, рис. 79). На рис. 79 показано также

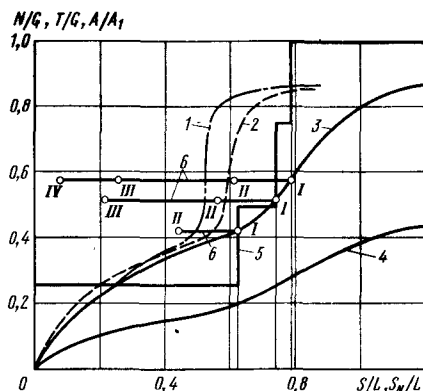


Рис. 79. Выход модели колесной машины на берег с уклоном $25,6^\circ$: 1, 2 — изменение реакции N/G от точки приложения S_N/L равнодействующей нормальных реакций берега соответственно в самоходном режиме и при буксировке; 3 — изменение нормальной реакции берега N/G от пути S/L ; 4 — изменение скатывающей силы T/G от S/L ; 5 — изменение площади контакта колес A/A_1 от S/L ; 6 — расположение осей модели на берегу в момент контакта очередной оси; I—IV — номера мостов

расположение мостов на берегу для трех положений модели, когда становятся опорными второй ($S/L = 0,62$), третий ($S/L = 0,74$) и четвертый ($S/L = 0,79$) мосты. В отличие от гусеничной модели наибольшие давления на грунт наблюдаются не в конце, а на промежуточных стадиях выхода. Нормальная реакция N/G (кривая 1, рис. 79) возрастает непрерывно, а величина A/A_1 изменяется ступенчато, поэтому среднее давление в контакте с грунтом будет достигать максимума непосредственно перед соприкосновением с берегом очередного моста. Наиболее нагруженным оказывается передний мост — он воспринимает около 43% веса модели при $S/L = 0,62$, т. е. давление в контакте шины в 1,9 раза превышает среднее давление на таком же уклоне на суше. Давление на грунт шины 16.00—20 машины на горизонтальной поверхности составляет 63 кПа. Следовательно, при выходе этой машины на берег давление на грунт около уреза воды достигает 110 кПа. Кроме того, из сравнения кривых 1 на рис. 78 и 79 видно, что нормальная нагрузка на берег при $S/L < 0,6$ для колесной модели больше, чем для гусеничной. Этими особенностями взаимодействия с грунтом объясняется худшая проходимость при выходе длинных колесных многоосных машин по сравнению с более короткими гусеничными.

Для повышения проходимости при выходе необходимо обеспечить ускоренный рост опорной поверхности движителя по сравнению с изменением нормальной нагрузки на берег и скатывающей силы. При этом увеличивается отношение силы тяги движителя к сопротивлению движению. Для этого целесообразно использовать систему изменения дорожного просвета или увеличить в носовой части ширину опорной поверхности движителя до ширины корпуса.

Перегрузку переднего моста колесной многоосной машины можно уменьшить, если предусмотреть в жесткой раме шарнир, позволяющий поворачиваться звеньем машины в продольной плоскости, т. е. перейти к сочлененной схеме общей компоновки.

Математическое моделирование статике выхода. Статика выхода на берег плавающих машин может быть проанализирована с минимальными допущениями и теоретически. Применение теоретических методов представляется более целесообразным для этой цели, тогда как физическое моделирование может оказаться полезнее там, где теория не дает адекватных моделей изучаемого явления.

Рассмотрим плоскую задачу в более общей постановке: выход многозвенной колесной машины на недеформируемый берег произвольного профиля $y(x)$ (рис. 80). Машина представляется совокупностью материальных точек числом $n = 2 \sum_{j=1}^k L_j$ по $2L_j$

точек в каждом из k звеньев. Принято двухиндексное обозначение точек, соответствующих подрессоренным и неподрессоренным частям: A_{ij} и A_{nij} , $i = 1, \dots, L_j$; $j = 1, \dots, k$. Первый индекс отвечает номеру точки в звене, второй — номеру звена.

На точки системы наложены удерживающие и недерживающие геометрические связи. Координаты точек должны удовлетворять следующим условиям.

Условие неизменности расстояний между точками A_{ij} каждого звена

$$f_m = (x_{i+1,j} - x_{ij})^2 + (y_{i+1,j} - y_{ij})^2 - a_{ij} = 0, \quad (55)$$

где $m = 1, \dots, \sum_{j=1}^k L_j - k$; a_{ij} — расстояние между A_{ij} и $A_{i+1,j}$; $i = 1, \dots, L_j - 1$; $j = 1, \dots, k$.

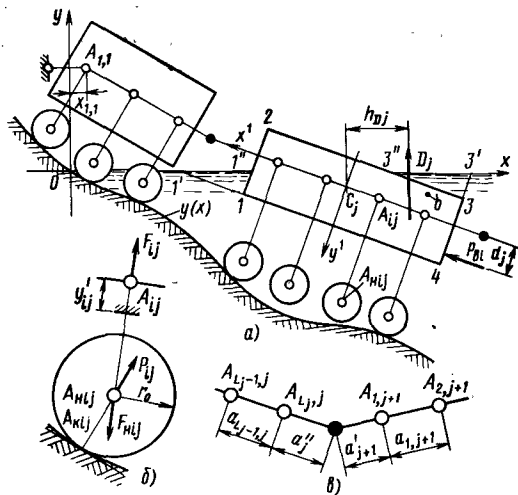


Рис. 80. Расчетная схема выхода многозвенной плавающей машины на берег произвольного профиля:
 а — положение машины на берегу; б — положение колеса на профиле берега; в — схема соединения звеньев

Условия расположения точек каждого звена на одной прямой

$$f_m = (y_{ij} - y_{1,j})(x_{2,j} - x_{1,j}) - (x_{ij} - x_{1,j})(y_{2,j} - y_{1,j}) = 0, \quad (56)$$

где $m = \sum_1^k L_j - k + 1, \dots, 2\sum_1^k L_j - 3k; i = 3, \dots, L_j; j = 1, \dots, k$.

Условия совпадения шарниров сочленения соседних звеньев

$$f_m = x_{L_j, j} + a_j''(x_{L_j, j} - x_{L_j - 1, j})/a_{L_j - 1, j} - x_{1, j+1} + a_{j+1}'(x_{2, j+1} - x_{1, j+1})/a_{1, j+1} = 0, \quad (57)$$

где $m = 2\sum_1^k L_j - 3k + 1, \dots, 2\sum_1^k L_j - 2k - 1; j = 1, \dots, k - 1;$

$$f_m = y_{L_j, j} + a_j''(y_{L_j, j} - y_{L_j - 1, j})/a_{L_j - 1, j} - y_{1, j+1} + a_{j+1}'(y_{2, j+1} - y_{1, j+1})/a_{1, j+1} = 0, \quad (58)$$

где $m = 2\sum_1^k L_j - 2k, \dots, 2\sum_1^k L_j - k - 2; j = 1, \dots, k - 1.$

Условия, накладываемые кинематикой подвески. Траектории относительных перемещений точек A_{nij} перпендикулярны прямым $A_{1, j}A_{2, j}$

$$f_m = (x_{L_j, j} - x_{1, j})(x_{nij} - x_{ij}) + (y_{L_j, j} - y_{1, j})(y_{nij} - y_{ij}) = 0, \quad (59)$$

где $m = 2\sum_1^k L_j - k - 1, \dots, 3\sum_1^k L_j - k - 2.$

Положение машины относительно берега задается условием

$$\sum_1^k L_j - k - 1 = x_{1,1} - c = 0. \quad (60)$$

Всего на систему материальных точек наложено $3\sum_1^k L_j - k - 1$ удерживающих связей. Число степеней свободы равно $\sum_1^k L_j + k + 1.$

Если пренебречь радиальной упругостью шин и считать колесо жестким диском радиусом r_0 , то система оказывается ограничена еще неудерживающими связями

$$f_m = - (x_{nij} - x_{kij})^2 - (y_{nij} - y_{kij})^2 + r_0^2 \leq 0, \quad (61)$$

где $m = 3\sum_1^k L_j - k, \dots, 4\sum_1^k L_j - k - 1; x_{kij}, y_{kij}$ — координаты точки A_{kij} контакта колеса A_{nij} с профилем берега, причем $y_{kij} = y(x_{kij}).$

Функция $y(x)$ должна удовлетворять при этом условию, вытекающему из единственности точки контакта колеса с берегом,

$$\left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{3/2} / \frac{d^2 y}{dx^2} > r_0.$$

Неравенство должно выполняться там, где кривая $y(x)$ выпукла. Левая часть неравенства равна радиусу кривизны профиля берега.

Координаты точки A_{kij} определяются из условия принадлежности точки A_{nij} нормали к профилю $y(x)$, проходящей через A_{kij}

$$x_{kij} - x_{nij} - \frac{dy}{dx}(y_{nij} - y(x_{kij})) = 0.$$

Если рассматривается выход машины на такие берега, где возможны упоры неподрессоренных частей в ограничители хода, необходимо добавить к рассмотренным связям еще неудерживающие связи

$$f_m = - (x_{nij} - x_{ij})^2 - (y_{nij} - y_{ij})^2 + (y_{ij}')^2 \leq 0, \quad (62)$$

где m принимают значения, следующие за наибольшим в формуле (61).

Наибольшее число неудерживающих связей вида (61) и (62)

в натянутом состоянии не может превышать $\sum_1^k L_j + k + 1.$ Иначе система будет статически неопределимой.

На машину действуют активные силы: вес, силы плавучести, силы упругости подвески, сила тяги водоходных движителей. Весом и плавучестью колес с обычными шинами регулируемого давления можно пренебречь, так как их влияние на положение равновесия машины невелико.

Каждое звено машины имеет определенную форму водоизмещающего корпуса, положение которого относительно точек A_{ij} задается тремя параметрами. Сила плавучести корпуса D_j зависит от погружения и дифферента корпуса и может быть выражена, например, в зависимости от координат двух любых точек

звена. Точка приложения D_j , определяемая как центр тяжести погруженного объема, зависит от этих же величин. Если аналитическое определение D_j , h_{Dj} невозможно, то применяются численные методы расчета погруженного объема.

В простейшем случае, когда форму корпуса можно приближенно представить параллелепипедом с размерами $L \times B \times H$, D_j и h_{Dj} рассчитываются следующим образом. Возможны шесть положений корпуса относительно уровня воды в зависимости от погружения углов (см. рис. 80): 1-го; 4-го; 1-го и 4-го; 1, 2-го и 4-го; 1, 3-го и 4-го; 1, 2, 3-го и 4-го углов. В последнем случае D_j и h_{Dj} определены однозначно формой корпуса. На рис. 80 изображено положение корпуса при пятом случае погружения. Сила плавучести

$$D_j = \rho g B \Sigma S_l, \quad (63)$$

где ΣS_l — площадь продольного сечения погруженной части корпуса — площадь фигуры 1 1' 3'' 3' 4.

Величина ΣS_l равна сумме площадей прямоугольных треугольников S_l , построенных при погружении 1, 3 и 4 углов, соответственно 1 1' 1''; 3 3' 3'' и 1' 3' 4.

Площадь треугольника

$$S_l = (-1) l 0,5 (y_{nl} / \operatorname{tg} \psi_j + y_{n1}^2 \operatorname{tg} \psi_j),$$

где y_{nl} — координата l -го угла параллелепипеда, ψ_j — угол дифферента. При $\psi_j > 0$ $S_1, S_3 < 0, S_2, S_4 > 0$; при $\psi_j < 0$ знаки отношений изменяются на обратные. Величину y_{nl} находят по формуле

$$y_{nl} = y_j + a_m \sin \psi_j - b_n \cos \psi_j, \quad (64)$$

где y_j — координата центра масс корпуса j -го звена — точки C_j , в которую помещено начало вспомогательной системы координат $C_j x^1 y^1$; a_m, b_n — координаты углов параллелепипеда в системе $C_j x^1 y^1$, причем $a_1 - a_2 = L$; $b_1 - b_2 = H$; $m = 1$ при $l = 1, 2$; $m = 2$ при $l = 3, 4$; $n = 1$ при $l = 1, 4$; $n = 2$ при $l = 2, 3$.

Для определения h_{Dj} находят статические моменты M_l площадей треугольников относительно точки C_j :

$$M_l = (-1) l 0,5 [y_{n1}^2 (-x_j + x_{nl} + y_{nl} / (3 \operatorname{tg} \psi_j)) / \operatorname{tg} \psi_j + y_{n1}^2 \operatorname{tg} \psi_j (-x_j + x_{nl} - y_{nl} \operatorname{tg} \psi_j / 3)],$$

где x_{nl} — координата l -го угла параллелепипеда; x_j — координата центра масс j -го звена.

Координата l -го угла параллелепипеда

$$x_{nl} = x_j - a_m \cos \psi_j - b_n \sin \psi_j, \quad (65)$$

где между значениями l, m, n такое же соответствие, что и в выражении (64).

Тогда

$$h_{Dj} = \Sigma M_l / \Sigma S_l, \quad (66)$$

причем суммирование ведется по погруженным в воду углам параллелепипеда.

Формулы (63), (66) позволяют легко составить программу

расчета D_j и h_{Dj} , так как при любом варианте погружения корпуса он сводится к однообразным операциям для треугольника.

Сила упругости подвески F_{ij} определяется деформацией упругого элемента δ и его характеристикой

$$F_{ij} = f(\delta) = f [y_{ij}'' - ((x_{ij} - x_{nij})^2 + (y_{ij} - y_{nij})^2)^{1/2}],$$

где y_{ij}'' — расстояние между точками A_{ij}, A_{nij} , соответствующее свободному состоянию упругого элемента.

Проекция силы F_{ij} на оси координат

$$F_{xij} = F_{ij} \bar{e}_i \cdot \bar{i}; \quad F_{yij} = F_{ij} \bar{e}_i \cdot \bar{j},$$

где \bar{i}, \bar{j} — единичные векторы осей координат; \bar{e} — единичный вектор направления $A_{nij} A_{ij}$.

На точку A_{nij} со стороны подвески действует сила, равная по величине F_{ij} , но направленная противоположно силе, действующей на точку A_{ij} (см. рис. 80, б).

Если считать колеса радиально упругими, то к перечисленным активным силам надо добавить силы упругости шин P_{ij} , а связи вида (61) исключить из рассмотрения. Силы P_{ij} определяются аналогично F_{ij} с учетом замены y_{ij}'' на свободный радиус шины r_0 , точки A_{ij} на A_{nij} и точки A_{nij} на A_{kjj} . Для того чтобы при решении уравнений статики выхода на берег не проверять условия контакта колес с берегом, можно характеристику шины $P(r)$ распространить на значения $r > r_0$ (r — расстояние от точки A_{nij} до профиля берега). При этом силы взаимодействия колеса с берегом при $r > r_0$ должны быть пренебрежимо малы, а при $r < r_0$ соответствовать силам взаимодействия с берегом реальной шины. Такой зависимостью $P(r)$ может быть, например, комбинация показательных функций.

Таким образом, выше определены наложенные на точки системы удерживающие связи вида (55) — (60) и неудерживающие связи вида (61), (62), а также действующие на точки силы. Система связей и сил зависит от модели колеса — жесткий диск или радиально-упругая шина.

Условия равновесия системы можно получить, воспользовавшись принципом возможных перемещений. Зависимые вариации координат исключают методом множителей Лагранжа. Принято, что точки системы упорядочены по правилу A_{ij}, A_{nij} , причем сначала изменяется первый индекс, затем второй. Пусть в натянутом состоянии находятся $\nu - 1$ связей вида (61) и $\mu - 1$ связей вида (62) предшествующих точек, а общее количество связей (61) в натянутом состоянии равно ν' . Уравнения равновесия промежуточных точек j -го звена A_{ij} и A_{nij} при натянутых связях (61), (62) имеют вид ($i = 1; 2; L_j - 1; L_j$)

$$F_{xij} + 2\lambda_{j-1} (x_{ij} - x_{i-1, j}) - \sum_1^{L_{j-1}-j+i} L_{j-1-j+i} - 2\lambda_{j-1} (x_{i+1, j} - x_{ij}) - \sum_1^{L_{j-1}-j+i+1} L_{j-1-j+i+1}$$

$$\begin{aligned}
& -\lambda \frac{k}{\sum_1 L_j} \frac{j-1}{\sum_1 L_j - k - j + i - 3} (y_{2,j} - y_{1,j}) - \\
& -\lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - k + \sum_1 L_j + i - 2} \frac{j-1}{\sum_1 L_j + i - 2} (x_{L_j,j} - x_{1,j}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (x_{nij} - x_{ij}) = 0; \\
& F_{yij} + D_{ij} - G_{ij} + 2\lambda \frac{j-1}{\sum_1 L_{j-1} - j + i} (y_{ij} - y_{i-1,j}) - \\
& - 2\lambda \frac{j-1}{\sum_1 L_{j-1} - j + i + 1} (y_{i+1,j} - y_{ij}) + \\
& + \lambda \frac{k}{\sum_1 L_j} \frac{j-1}{\sum_1 L_j - k + j + i - 3} (x_{2,j} - x_{1,j}) - \\
& - \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - k + \sum_1 L_j + i - 2} \frac{j-1}{\sum_1 L_j + i - 2} (y_{L_j,j} - y_{1,j}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (y_{nij} - y_{ij}) = 0; \quad (67) \\
& F_{nixij} + \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - k + \sum_1 L_j + i - 2} \frac{j-1}{\sum_1 L_j + i - 2} (x_{L_j,j} - x_{1,j}) - \\
& - 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu - 1} [(x_{nij} - x_{kij}) \left(1 - \frac{dx_{kij}}{dx_{nij}}\right) - \\
& - (y_{nij} - y_{kij}) \frac{dy_{kij}}{dx_{nij}}] - 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (x_{nij} - x_{ij}) = 0; \\
& F_{nyij} + \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - k + \sum_1 L_j + i - 2} \frac{j-1}{\sum_1 L_j + i - 2} (y_{L_j,j} - y_{1,j}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu - 1} [(x_{nij} - x_{kij}) \frac{dx_{kij}}{dy_{nij}} - \\
& - (y_{nij} - y_{kij}) \left(1 - \frac{dy_{kij}}{dy_{nij}}\right)] - 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (y_{nij} - y_{ij}) = 0.
\end{aligned}$$

Для крайних точек звеньев, например $A_{L_j,j}$ и $A_{nL_j,j}$, уравнения при $j \neq 1$ имеют вид

$$\begin{aligned}
& F_{xL_j,j} + P_{BxL_j,j} + 2\lambda \frac{j-1}{\sum_1 L_{j-1} - j} (x_{L_j,j} - x_{L_{j-1},j}) - \\
& - \lambda \frac{k}{\sum_1 L_j} \frac{j}{\sum_1 L_j - k - j - 3} (y_{2,j} - y_{1,j}) + \\
& + \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - 3k + j} (1 + a_j''/a_{L_j-1,j}) + \\
& + \sum_1 \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j} \frac{j-1}{\sum_1 L_j - k + i - 2} (x_{nij} - x_{ij}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (x_{nL_j,j} - x_{L_j,j}) = 0; \\
& F_{yL_j,j} + D_{L_j,j} - G_{L_j,j} + P_{ByL_j,j} + 2\lambda \frac{j-1}{\sum_1 L_{j-1} - j} (y_{L_j,j} - y_{L_{j-1},j}) + \\
& + \lambda \frac{k}{\sum_1 L_j} \frac{j}{\sum_1 L_j - k - j - 3} (x_{2,j} - x_{1,j}) + \\
& + \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j - 2k + j - 1} (1 + a_j''/a_{L_j-1,j}) + \\
& + \sum_1 \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j} \frac{j-1}{\sum_1 L_j - k + i - 2} (y_{nij} - y_{ij}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (y_{nL_j,j} - y_{L_j,j}) = 0; \\
& F_{nxxL_j,j} + P_{BnxxL_j,j} + \lambda \frac{k}{2\sum_1 L_j} \frac{j}{\sum_1 L_j - k - 2} (x_{L_j,j} - x_{1,j}) - \\
& - 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu - 1} [(x_{nL_j,j} - x_{kL_j,j}) \times \\
& \times \left(1 - \frac{dx_{kL_j,j}}{dx_{nL_j,j}}\right) - (y_{nL_j,j} - y_{kL_j,j}) \frac{dy_{kL_j,j}}{dx_{nL_j,j}}] - \\
& - 2\lambda \frac{k}{3\sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (x_{nL_j,j} - x_{L_j,j}) = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& F_{\text{н}yL_j, j} + P_{\text{вн}yL_j, j} + \lambda \frac{k}{2 \sum_1 L_j} + \frac{j}{\sum_1 L_j} - k - 2 (y_{L_j, j} - y_{1, j}) + \\
& + 2\lambda \frac{k}{3 \sum_1 L_j - k + \nu - 1} [(x_{\text{н}L_j, j} - x_{\text{к}L_j, j}) \frac{dx_{\text{к}L_j, j}}{dy_{\text{н}L_j, j}} - \\
& - (y_{\text{н}L_j, j} - y_{\text{к}L_j, j}) (1 - \frac{dy_{\text{к}L_j, j}}{dy_{\text{н}L_j, j}})] - \\
& - 2\lambda \frac{k}{3 \sum_1 L_j - k + \nu' + \mu - 1} (y_{\text{н}L_j, j} - y_{L_j, j}) = 0.
\end{aligned}$$

В отличие от приведенных уравнений, в уравнениях для точки $A_{1,1}$ необходимо учесть еще связь (60).

Полученные $4 \sum_1^k L_j$ уравнений (67) вместе с $3 \sum_1^k L_j - k - 1 + \nu' + \mu'$ уравнениями связей [где μ' — число натянутых связей (62)] вида (55) — (62) позволяют определить координаты точек системы и множителя Лагранжа.

При учете упругих свойств шины уравнения (67) упрощаются.

При решении уравнений равновесия необходимо контролировать состояние числа $\nu' + \mu'$ неудерживающих связей (61), (62). Положительные значения λ_m , соответствующие этим связям, не отвечают положению равновесия системы.

Реакции связей, например, нормальное давление на грунт колеса, нагрузка на ограничитель хода колеса, усилия в шарнирах звеньев и другие, находят по формулам

$$X_{mij} = \lambda_m \frac{\partial f_m}{\partial x_{ij}}; \quad Y_{mij} = \lambda_m \frac{\partial f_m}{\partial y_{ij}}, \quad (68)$$

где X_{mij} , Y_{mij} — проекции вектора реакции, действующей на точку A_{ij} со стороны связи f_m .

Полученные уравнения позволяют находить положение равновесия машины при выходе на берег и проверять различные условия геометрического характера, например, заливаемости корпусов и контакта с грунтом любых частей корпуса машины. В этом случае возможна потеря проходимости из-за упора корпуса в берег или из-за посадки машины на днище. Потеря проходимости проверяется аналогично [6], но для произвольного профиля поверхности.

Для проверки в системе координат $C_j x^1 y^1$, связанной с j -м звеном, задаются точкой b , для которой необходимо проверить условия заливаемости или контакта с берегом. Координаты точки b в системе Oxy , x_b , y_b определяются аналогично $x_{\text{н}1}$, $y_{\text{н}1}$ по формулам (65), (64), где a_m , b_n — координаты точки b в системе $C_j x^1 y^1$. Условие заливаемости корпуса в точке b : $y_b \leq 0$. Условие контакта точки b с грунтом: $y_b - y(x_b) \leq 0$. Условие кон-

такта днища корпуса (отрезок 1—4 на рис. 80) с грунтом: $-y(x) + y_{\text{дн}} \leq 0$, где $y_{\text{дн}}$ — ординаты точек отрезка 1—4 равны

$$y_{\text{дн}} = y_{\text{п}1} + (y_{\text{п}4} - y_{\text{п}1}) (x - x_{\text{п}1}) / (x_{\text{п}4} - x_{\text{п}1}),$$

где $x \in [x_{\text{п}1}, x_{\text{п}4}]$.

Из реакций связи (68) особый интерес представляет реакция связи (60), которая удерживает машину в заданном положении на берегу. Реакция этой связи зависит как от профиля берега и положения машины на берегу, так и от конструкции машины: масс и длины звеньев, положения центров масс и форм корпусов звеньев, силы тяги водоходных двигателей и т. д. Значение этой реакции можно привести к эквивалентному уклону плоского берега a_3 , на котором требуется такая же сила тяги сухопутного двигателя, как и на профиле $y(x)$ в заданном положении:

$$a_3 = \arctg [X_{6,1,1} / (G - \Sigma D_j)].$$

Вместо эквивалентного уклона можно подразумевать минимальный коэффициент сцепления $\varphi_{\text{min}} = \text{tg } a_3$, при котором машина удерживается в заданном положении на берегу.

Величину φ_{min} можно определить и другим способом. Связь (60) снять, а к активным силам добавить продольные реакции грунта $T_{ij} = P_{ij} \varphi_{\text{min}}$ в контактах колес с грунтом. Силы T_{ij} направлены по касательным к профилю берега в точках A_{kij} в сторону движения машины. Величину φ_{min} вычисляют при решении уравнений равновесия машины с учетом сил T_{ij} для каждого положения, задаваемого значением $x_{1,1}$.

По зависимостям $a_3(x_{1,1})$, $\varphi_{\text{min}}(x_{1,1})$ можно сравнивать варианты конструкции машин по их приспособленности к выходу на берег определенного профиля или сравнить профили берегов по трудности их преодоления машинами с заданными конструктивными параметрами. Для такого анализа удобнее обращаться не с зависимостями $a_3(x_{1,1})$, $\varphi_{\text{min}}(x_{1,1})$, а с функционалами $a_m = \max_{x_{1,1}} a_3(x_{1,1})$, $\varphi_m = \max_{x_{1,1}} \varphi_{\text{min}}(x_{1,1})$, которые можно принять

за показатели, характеризующие трудность выхода для конкретной машины на берег заданного профиля.

Величины a_m , φ_m целесообразно также использовать для классификации профилей берегов применительно к группе типичных плавающих машин. Эти признаки классификации получены в результате анализа взаимодействия в системе "машина — берег", поэтому они предпочтительнее перед другими признаками, характеризующими свойства местности безотносительно к свойствам машины [6].

Многозвенные машины имеют определенные преимущества при выходе на берег по сравнению с одиночными вследствие того, что у них осуществляется постепенный переход от движения на плаву к движению по суше [6]. В многозвенных машинах можно изменять конфигурацию машины для улучшения способности преодолевать препятствия, в частности, для выхода на берег. Это достигается принудительным изменением углов складывания между секциями θ_j , $j = 1, \dots, k-1$. С помощью полученных

уравнений статики выхода можно оценить положительный эффект от изменения углов складывания. Для этого к наложенным на систему связям добавляется еще несколько связей, не превышающих числа шарниров машины $(k - 1)$. Уравнения этих связей выражают равенство углов между соседними секциями заданным величинам θ_j

$$\frac{(x_{L_j, j} - x_{1, j})(x_{L_{j+1}, j+1} - x_{1, j+1}) + [(x_{L_j, j} - x_{1, j})^2 + (y_{L_j, j} - y_{1, j})^2]^{1/2} \times \dots \times \dots \times [(x_{L_{j+1}, j+1} - x_{1, j+1})^2 + (y_{L_{j+1}, j+1} - y_{1, j+1})^2]^{1/2}}{[(x_{L_j, j} - x_{1, j})^2 + (y_{L_j, j} - y_{1, j})^2]^{1/2} \times \dots \times [(x_{L_{j+1}, j+1} - x_{1, j+1})^2 + (y_{L_{j+1}, j+1} - y_{1, j+1})^2]^{1/2}} = \cos \theta_j, \quad (69)$$

где j принимает значения, соответствующие номерам управляемых шарниров.

Для каждого положения машины на берегу в процессе выхода имеется определенный набор величин θ_j , обеспечивающий наилучшие условия выхода, например, в смысле минимального a_3 или φ_{\min} . Уравнения статики выхода позволяют найти такую оптимальную векторную функцию положения машины на берегу $\theta(x_{1,1}) = \{\theta_j(x_{1,1})\}$ из выражения

$$\theta(x_{1,1}) = \operatorname{argmin}_{\theta \in \Gamma} a_3(x_{1,1}),$$

где Γ — область допустимых значений.

Реакции связей (69) — моменты в шарнирах сочленения звеньев — определяют по формулам (68). Зная эти реакции, можно сформулировать требования к конструкции управляемых шарниров: максимальные усилия, плечи сил, мощность привода и т. д.

7.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВЫХОДА НА БЕРЕГ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

Вид математической модели зависит от особенностей изучаемой динамической системы и задач исследования. К особенностям процесса выхода машины на берег можно отнести следующее. Движение машины носит ярко выраженный неустойчивый характер. За время выхода (от соприкосновения сухопутного движителя с грунтом до прохождения через урез воды задних колес или катков) машина переходит от движения по воде к движению по профилю берега. За это время качественно изменяется характер взаимодействия машины с водой и грунтом, изменяются также характер и состав действующих сил. При выходе машины на берег колеса различных мостов или катки гусеничного движителя соприкасаются с грунтом неодновременно (исключение — равенство уклона берега дифференту корпуса на корму или специальная конструкция ходовой части), кроме того, возможны потери контакта движителя с грунтом и пробой подвески.

Движение машины происходит в изменяющихся условиях взаимодействия с водой, которое определяет силы плавучести, сопротивления движению и инерционные силы воды.

Решающую роль при выходе машины играют силы тяги сухопутного и водоходного движителей, режимы работы которых зависят от условий совместной работы в системе "двигатель — трансмиссия — движители — среда (грунт, вода)".

Ниже рассматривается движение машины с колесным движителем, так как проходимость колесных машин при выходе на берег хуже, чем гусеничных, и поэтому задача улучшения проходимости на водных участках колесных машин стоит более остро. Подход к составлению уравнений движения гусеничной машины остается таким же. Гусеничная машина рассматривается как колесная многоосная с учетом влияния гусениц на нормальные реакции грунта. Основное отличие в описании моделей будет связано с касательными реакциями грунта под опорной ветвью гусеницы.

Основные допущения и предпосылки, принятые при составлении уравнений движения. Уравнения динамики выхода на берег рассмотрены на примере плавающей колесной машины 8x8 с независимой подвеской (рис. 81), имеющей водоходный движитель. Приняты следующие допущения.

1. Движение машины происходит в вертикальной продольной плоскости симметрии машины. Все силы, действующие на машину со стороны воды и грунта берега, считаются симметричными относительно этой плоскости, моменты сил относительно осей, лежащих в плоскости движения, равны нулю. Профиль берега и свойства грунта под колесным движителем обоих бортов одинаковы. Линия уреза воды перпендикулярна плоскости движения машины. В действительности выход машины на берег характеризуется факторами, рассмотреть которые в рамках плоскостной расчетной схемы невозможно. Это, в частности, влияние течения в случае, если преодолеваемый водный участок является рекой; управление машиной поворотом рулей и колес в процессе выхода, неодновременный контакт с грунтом колес одного моста. При выходе из речного потока приемы управления отличаются от обычных. Изучение движения машины в этих условиях является самостоятельной задачей, так как она имеет много специфических черт.

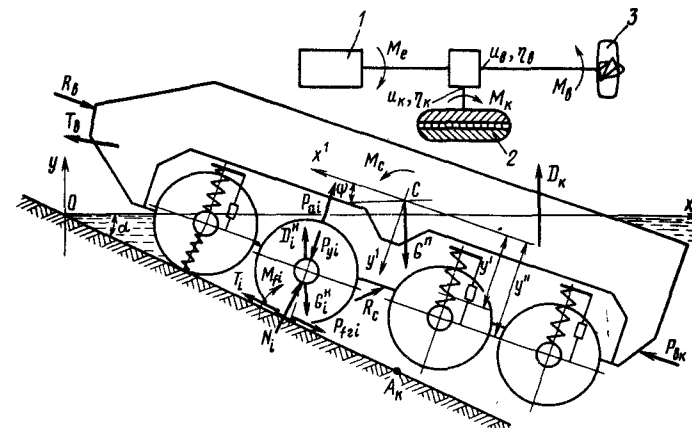


Рис. 81. Расчетная схема выхода на берег колесной плавающей машины: 1 — двигатель; 2 — колесный движитель; 3 — водоходный движитель; A_k — точка контакта переднего моста с берегом

Неодновременность контакта колесного движителя правого и левого бортов с грунтом практически наблюдается всегда из-за подхода машины к берегу под некоторым углом, отличным от прямого, различия рельефа дна по колеям, крена под действием различных возмущающих факторов и неравномерного распределения груза. Можно считать, что перечисленные факторы являются не определяющими, а случайными, изменяющимися начальными условиями движения машины, поэтому ими можно пренебречь.

2. Машина выходит на берег из воды со спокойной поверхностью. При эксплуатации машин на реках и небольших озерах ветровое волнение можно не принимать во внимание ввиду его малого влияния на выход. При выходе машин на морское побережье (и берега крупных озер) прибойное волнение затрудняет движение машины. Теоретический анализ движения машин в этих условиях осложнен тем, что закономерности разрушения волн в зоне прибоя изучены недостаточно для рассмотрения взаимодействия их с машиной. Поэтому изучение закономерностей выхода машин на морское побережье в условиях прибойного волнения представляет самостоятельную сложную задачу.

3. Профиль берега предполагается плоским. Профили берегов очень разнообразны и определяются свойствами грунта и особенностями течения в данном месте. Исследования профилей естественных берегов не позволили выявить какой-нибудь преобладающий профиль. В практике исследований профили берегов, снятые в натуральных условиях, осредняются прямой линией и характеризуются одним числом — средним уклоном. При исследовании выхода машин целесообразно ограничиться сравнительно пологими, необрывистыми берегами, так как выход на другие берега для современных машин невозможен без дополнительного инженерного оборудования. При подготовке берега для переправы ему обычно придается форма, близкая к плоскости.

Осреднение профиля берега прямой линией аналогично задаче выделения микропрофиля из профиля дороги в теории плавности хода автомобиля. При изучении выхода машины на берег необходимо выделять макропрофиль и можно пренебречь микропрофилем. Одним из возможных условий преобразования исходного профиля берега является использование эквивалентного уклона. При этом обеспечивается равенство сил тяги движителей, требуемых для движения на исходном профиле и эквивалентном уклоне. Уравнения статики выхода, с помощью которых находится a_3 , определяют некоторое преобразование исходного профиля $y(x)$ в зависимость $a_3(x)$, т. е. каждому положению машины на берегу ставится в соответствие прямолинейный профиль с уклоном a_3 , эквивалентный исходному профилю в определенном выше смысле. Зависимость $a_3(x)$ можно представить с требуемой точностью кусочно-постоянной функцией, разбив весь интервал выхода на n отрезков и полагая $a_3 = \text{const}$ на каждом из отрезков. Таким образом, решение задачи выхода машины на берег произвольного профиля сводится к решению более простой задачи выхода на плоский берег. При использовании для исследования допущения о плоском берегу исключается влияние масштабного эффекта. Профиль берега характеризуется только одной безразмерной величиной — уклоном, поэтому результаты, полученные для одной машины, сразу переносятся на подобные машины любых размеров.

4. Грунт берега предполагается недеформируемым. Это допущение объясняется отсутствием достаточно надежных моделей взаимодействия колесного движителя с сильно увлажненными грунтами, находящимися под слоем воды.

5. Машину можно представить совокупностью твердых тел, соединенных между собой упругими элементами и амортизаторами. Относительные перемещения между ними ограничены геометрическими связями (удерживающими и неудерживающими). Валы и агрегаты трансмиссии абсолютно жесткие, зазоров нет. Двигатель в процессе выхода работает при постоянном положении дроссельных заслонок или рейки топливного насоса.

Другие допущения будут рассмотрены при описании расчетной схемы и действующих на машину сил. Таким образом, относительный учет влияния некоторых факторов, от которых зависит выход машины, в задачи специального характера (выход из потока воды, в условиях прибойного волнения, на деформируемый грунт) и пренебрегая другими, несущественными, можно сформулировать следующую постановку задачи: плоское движение машины из неподвижной спокойной воды на недеформируемый берег постоянного уклона. Это модель, по-видимому, объединяет многие специальные задачи, которые могут возникнуть при исследовании выхода машины на берег в различных условиях.

Вывод уравнений движения плавающей машины. Дифференциальные уравнения движения машины при выходе на берег можно получить с помощью уравнений Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (70)$$

где T — кинетическая энергия системы "машина — вода"; q_j, Q_j — обобщенные координаты и силы, $j = 1 \div 8$.

За обобщенные координаты q_j приняты следующие независимые величины: координаты точки C — центра подрессоренных масс машины в неподвижной системе xOy $x_c \equiv q_1$; $y_c \equiv q_2$; дифферент корпуса $\psi \equiv q_3$; координаты неподдресоренных масс в подвижной системе x^1Cy^1 $y_i^1 \equiv q_{i+3}$, $i = 1, \dots, 4$; угол поворота колес $\gamma \equiv q_8$.

Кинетическая энергия системы T складывается из кинетических энергий машины T_M и воды — T_B . T_M складывается из кинетической энергии подрессоренных частей

$$T_1 = 0,5 (M_{\text{п}} (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + J \dot{q}_3^2),$$

кинетической энергии неподдресоренных частей

$$T_2 = 0,5 \sum_{i=1}^4 M_{ni} (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2),$$

кинетической энергии деталей, участвующих в относительном вращении,

$$T_3 = 0,5 J_{\text{пр}} \dot{q}_8^2,$$

где $M_{\text{п}}$ — подрессоренная масса; M_{ni} — неподдресоренная масса i -го моста; J — момент инерции подрессоренных частей относительно центральной поперечной оси; $J_{\text{пр}}$ — приведенные к колесам моменты инерции деталей двигателя, трансмиссии, водоходного и колесного движителей; \dot{x}_i, \dot{y}_i — проекции скоростей неподдресоренных масс i -й оси на оси системы координат xOy .

Воспользовавшись формулами преобразований, можно выразить T_2 через обобщенные координаты

$$\left. \begin{aligned} x_i &= q_1 - x_i^1 \cos q_3 - y_i^1 \sin q_3; \\ y_i &= q_2 + x_i^1 \sin q_3 - y_i^1 \cos q_3, \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

где x_i^1, y_i^1 — координаты неподдресоренных масс в системе координат x^1Cy^1 .

Кинетическую энергию воды T_B можно определить через

обобщенные скорости системы с помощью присоединенных масс воды λ_{jk} . Тогда

$$T = T_M + T_B = 0,5 \sum_{j,k=1}^8 (a_{jk} + \lambda_{jk}) \dot{q}_j \dot{q}_k, \quad (72)$$

где a_{jk} — коэффициенты инерции машины, зависящие только от q_j и параметров машины.

После преобразований T_2 по формулам (71) величины $a_{jk} = a_{kj}$ примут следующий вид:

$$\begin{aligned} a_{11} &= a_{22} = M_{\Pi} + \sum_{i=1}^4 M_{Hi}; & a_{13} &= \sum_{i=1}^4 M_{Hi} (x_i^1 \sin q_3 - \\ & - q_{i+3} \cos q_3); & a_{1, i+3} &= -M_{Hi} \sin q_3, \quad i = 1, \dots, 4; \\ a_{23} &= \sum_{i=1}^4 M_{Hi} (x_i^1 \cos q_3 + q_{i+3} \sin q_3); & a_{2, i+3} &= \\ &= -M_{Hi} \cos q_3, \quad i = 1, \dots, 4; & & \\ a_{33} &= J + \sum_{i=1}^4 M_{Hi} ((x_i^1)^2 + (q_{i+3})^2); & a_{3, i+3} &= \\ &= -M_{Hi} x_i^1, \quad i = 1, \dots, 4; & & \\ a_{i+3, i+3} &= M_{Hi}, \quad i = 1, \dots, 4; & a_{88} &= J_{\text{пр}}. \end{aligned} \quad (73)$$

Остальные $a_{jk} = 0$.

Присоединенными массами неподрессоренных частей пренебрегают. Из-за наличия двух плоскостей симметрии у дублированного тела (продольная вертикальная плоскость и плоскость свободной поверхности воды) от нуля отличны только четыре присоединенные массы: λ_{11} , λ_{22} , λ_{33} , λ_{23} . В отличие от общепринятых индексов для трехмерного движения значения индексов у λ_{jk} берутся с учетом индексов соответствующих обобщенных координат.

Приняв допущение, что присоединенные массы воды в процессе выхода постоянны и будут учитываться только в начальный период выхода, когда осадка машины еще велика, и действуют сравнительно большие угловые и линейные ускорения, можно считать присоединенные массы воды равными соответствующим величинам для машин на предельно малой глубине. Тогда после преобразования левых частей уравнений (70) с учетом (72) уравнения движения машины примут вид

$$\left. \begin{aligned} (a_1 + \lambda_1) \ddot{q} &= Q_1 - \dot{q}_3^2 \left(\cos q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} x_i^1 + \right. \\ & \left. + \sin q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} q_{i+3} \right) + 2\dot{q}_3 \cos q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} \dot{q}_{i+3}; \\ (a_2 + \lambda_2) \ddot{q} &= Q_2 + \dot{q}_3^2 (\sin q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} x_i^1 - \\ & - \cos q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} q_{i+3}) - 2\dot{q}_3 \sin q_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} \dot{q}_{i+3}; \\ (a_3 + \lambda_3) \ddot{q} &= Q_3 - 2\dot{q}_3 \sum_{i=1}^4 M_{Hi} q_{i+3} \dot{q}_{i+3}; \\ (a_{i+3} + \lambda_{i+3}) \ddot{q} &= Q_{i+3} + M_{Hi} q_{i+3} \dot{q}_3^2, \quad i \neq 1, \dots, 4; \\ (a_8 + \lambda_8) \ddot{q} &= Q_8, \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

где $a_j + \lambda_j = \{a_{j1} + \lambda_{j1}; a_{j8} + \lambda_{j8}\}$ — строка матрицы квадратичной формы (72); \ddot{q} — вектор обобщенных ускорений системы.

Уравнения (74) можно разрешить относительно старших производных обобщенных координат и представить в форме уравнения Коши

$$\ddot{q} = \|a_{jk} + \lambda_{jk}\|^{-1} b,$$

где b — вектор правых частей уравнений (74).

Действующие на систему активные силы и моменты (рис. 81) можно разделить на три группы. В первую группу следует отнести силы взаимодействия машины с водой, во вторую — силы взаимодействия колесного движителя с грунтом, в третью — остальные силы.

В первую группу сил войдут: силы плавучести D_K , D_{Hi} корпуса и колес i -го моста: сила сопротивления воды движению R_C , момент M_C сопротивления вращению корпуса в воде; силы инерции воды, характеризуемые присоединенными массами λ_{11} , λ_{22} , λ_{33} , λ_{23} ; суммарная сила тяги $P_{B,K}$ колесного и водоходного движителей в воде; момент M_K сопротивления вращению колес в воде; момент M_B сопротивления вращению рабочего органа водоходного движителя (винт, колесо и т. д.) в воде.

Ко второй группе сил отнесем: нормальную N_i и касательную T_i реакции грунта; сопротивление P_{fri} движению, обусловленное деформацией грунта; момент M_{fi} сопротивления качению, вызванный гистерезисными потерями в шинах.

Третья группа сил включает: вес G_{Π} , G_{Hi} поддрессоренных и неподрессоренных частей машины; силы P_{yi} , P_{ai} , P_{ti} соответственно упругости, сопротивления амортизатора и трения без смазочного материала в подвеске; сопротивление воздуха R_B ; момент M_e на валу двигателя; силу тяги T_B вспомогательного устройства, обеспечивающего более надежный выход.

Сопротивлением воздуха R_B и моментом сопротивления M_C можно пренебречь, так как их влияние невелико по сравнению с другими силами. Это объясняется тем, что скорость машины при выходе на берег не превышает 2,5–3,0 м/с, а угловая скорость корпуса \dot{q}_3 в течение значительной доли времени выхода не превышает 0,06 рад/с.

Сопротивлением амортизаторов и трение в подвеске также можно не учитывать, так как скорости относительных перемещений неподрессоренных масс при выходе машины на берег невелики и независимые подвески современных плавающих машин имеют небольшое трение без смазочного материала.

Обобщенные силы Q_j в уравнениях (74) можно найти, используя независимость координат q_j , по формуле $\delta A_j = Q_j \delta q_j$, где δA_j — элементарная работа всех активных сил при перемещении δq_j .

$$\begin{aligned} Q_1 &= R_C \cos a_R - P_{B,K} \cos q_3 + \sum_{i \in I_k} [N_i \sin a - \\ & - (T_i - P_{fri}) \cos a] - T_B \cos(a_T + q_3); \\ Q_2 &= D_K - G_{\Pi} + \sum_1^4 (D_{Hi} - G_{Hi}) + R_C \sin a_R + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + P_{в.к} \sin q_3 + \sum_{i \in I_k} [N_i \cos a + (T_i - P_{f_{r_i}}) \sin a] + \\
& + T_B \sin(a_T + q_3); \\
Q_3 = & -D_K h_D + \sum_{i=1}^4 (D_{H_i} - G_{H_i}) (x_i^1 \cos q_3 + \\
& + q_{i+3} \sin q_3) - R_C h_R + P_{в.к} h_P + M_K + \\
& + \sum_{i \in I_k} [N_i (x_i^1 \cos(a - q_3) - q_{i+3} \sin(a - q_3)) + \\
& + (T_i - P_{f_{r_i}})(q_1 \sin a + q_2 \cos a) + M_{f_i}] + T_B h_T; \\
Q_{i+3} = & (G_{H_i} - D_{H_i}) \cos q_3 - N_i \cos(a - q_3) - \\
& - (T_i - P_{f_{r_i}}) \sin(a - q_3) + P_{y_i}, \quad i = 1, \dots, 4; \\
Q_3 = & -M_K - \sum_{i \in I_k} (M_{f_i} + T_i r_{d_i}) - \\
& - M_{в.к} / (u_B \eta_K) + M_e u_K,
\end{aligned}$$

где I_k — множество осей машины, касающихся берега; a_R — угол между осью Ox и направлением R_C ; a_T — угол между осью Sx^1 и направлением T_B ; h_D, h_R, h_P, h_T — плечи сил $D_K, R_C, P_{в.к}, T_B$ относительно точки C ; u_K, u_B — передаточные числа приводов колесного и водоходного двигателей; η_K, η_B — КПД приводов колесного и водоходного двигателей; r_{d_i} — динамический радиус колес.

Часть сил, действующих на машину при выходе на берег, — силы сопротивления воды, плавучести, тяги водоходного двигателя — уже были рассмотрены в гл. 5, поэтому следует остановиться только на тех особенностях, которые обусловлены выходом машины на берег.

Сила плавучести машины складывается из сил плавучести корпуса и колесного двигателя. Определение силы D_K и точки ее приложения в общем случае проводится по соответствующим формулам, приведенным в гл. 2. Если форма корпуса машины близка к параллелепипеду, то можно воспользоваться формулами (63) — (66). Сила плавучести колес i -го моста равна

$$D_{H_i} = 2\rho g V_H \left\{ \pi/2 - \arcsin(y_i/r_0) - y_i [1 - (y_i/r_0)^2]^{1/2} / (\pi r_0) \right\},$$

где V_H — водоизмещение одного колеса; y_i определяются по формулам (71).

Сопротивление воды рассчитывается по эмпирическим формулам (см. гл. 5) или по результатам модельных и натурных испытаний. При использовании эмпирических формул, полученных для предельно малой глубины, необходимо учесть изменение формы погруженных в воду частей машины при выходе на берег. В первый период, когда форма и объем погруженной части корпуса изменяются незначительно, сопротивление рассчитывается

по этим формулам с учетом уменьшения площади поперечного сечения подводной части корпуса, а направление силы R_C считается горизонтальным. При выходе из воды носа машины погруженная часть корпуса приобретает форму клина, и распространять на нее зависимость $R_C(q_1)$, полученную при движении машины на мелководье, нет оснований. Так как сопротивление воды в этом случае будет также зависеть от скорости машины и уменьшаться по мере выхода на берег, то в первом приближении можно считать, что сопротивление воды

$$R_C = R_{нс} (\dot{q}_1 / \dot{q}_{1н})^2 \exp[-C_1(q_{1н} - q_1)/(q_{1н} - q_{1к})],$$

где $R_{нс}, \dot{q}_{1н}, q_{1н}$ — соответственно сопротивление воды, скорость и координата машины при выходе носа из воды; $q_{1к}$ — обобщенная координата машины при выходе кормы из воды; C_1 — коэффициент, учитывающий сопротивление колесного двигателя после выхода корпуса из воды.

Принимаем также, что сила R_C приложена в середине погруженной части днища и направлена противоположно скорости этой точки.

При расчете силы R_C необходимо учитывать взаимодействие корпуса с водоходным двигателем, которое приводит к увеличению сопротивления, особенно на малой глубине

$$R_C = R_{сб} / (1 - t_3'),$$

где $R_{сб}$ — сопротивление воды при буксировке машины; t_3' — коэффициент засасывания на мелководье. По экспериментальным данным, для плавающей колесной машины 6x6 массой 9 т с водометным двигателем $t_3' = 0,6 \div 0,32$ при скоростях движения 0,7—1,6 м/с на предельно малой глубине.

Силы инерции воды оказывают значительное влияние на движение машины. По экспериментальным данным, коэффициент присоединенной массы воды на мелководье $k_{11} = \lambda_{11}/m = 0,57 \div 0,82$, т. е. силы инерции воды составляют 57—82% сил инерции машины. Большие значения соответствуют случаю совместной работы колесного и водоходного двигателей, меньшие — только водоходного двигателя. Как показывают сравнительные расчеты, теоретические формулы для присоединенных масс дают большое расхождение с экспериментальными результатами. Поэтому для того чтобы определить величины λ_{jk} с достаточной точностью, целесообразно провести предварительные исследования на модели проектируемой машины.

Сила тяги двигателей в воде $P_{в.к}$ складывается из сил тяги колесного и водоходного двигателей. Сила тяги водоходного двигателя рассчитывается по формулам, приведенным в гл. 5 для соответствующего типа водоходных двигателей. Силу тяги колесного двигателя можно определить по результатам испытаний физических моделей или существующих машин аналогичной конструкции, или приближенно — по удельной силе тяги колесного двигателя в воде, которая не превышает 20 Н/кВт. Удельная сила тяги (отнесенная к площади наружной поверхности колеса) в воде одного колеса со среднеизношенной шиной регулируемого давления может быть определена по формуле (45).

При расчете силы тяги движителей в воде принимается, что условия нормальной работы движителей нарушаются при оголении половины рабочего органа (гребного винта, рабочего колеса водомета и т. д.). Кроме этого, процесс выхода машины на берег имеет еще две особенности работы движителей, которые надо учитывать. Это — влияние на тяговые характеристики близости дна и совместной работы водоходных и сухопутных движителей. Эксперименты с плавающей колесной машиной 6X6 показали, что суммарная сила тяги движителей при подходе к берегу уменьшается на 15% при переходе с глубины 3,2 м на глубину 1,6 м, соответствующую начальному периоду выхода. Уменьшение силы тяги при совместной работе движителей по сравнению с суммой их сил тяги при раздельной может составлять 16—22%.

Моменты сопротивления вращению в воде колес M_K и водоходного движителя M_B характеризуют затраты мощности на работу движителей:

$$M_K = k_K \dot{q}_3^2; M_B = k_B (\dot{q}_3 u_0)^2,$$

где k_K, k_B — коэффициенты сопротивления для колесного и водоходного движителей; $u_0 = u_K/u_B$ — передаточное число трансмиссии от водоходного до колесного движителя. По экспериментальным данным, для одного колеса с шиной 16.00—20 $k_K = 960 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ (с учетом потерь в трансмиссии). Величина k_B на три порядка меньше k_K .

Следует отметить, что точное определение сил взаимодействия машины с водой сильно затруднено, во-первых, в результате того, что характер этого взаимодействия неустойчивый (изменяются форма погруженных в воду частей машины, вектор скорости машины, режим работы движителей), и, во-вторых, в результате непосредственной близости дна. Вопросы взаимодействия машины с водой при выходе на берег требуют дополнительных исследований.

Нормальная реакция грунта N_i определяется по-разному для жесткого и радиально-упругого колес. В первом случае при контакте колес с грунтом берега на машину налагаются неустойчивые связи вида (61). Силы N_i являются реакциями этих связей. Если пренебречь влиянием удара на изменение обобщенных скоростей системы, кроме q_1 , и считать $q_3 \ll a$, то послеударную скорость q_1' можно определить по теореме Карно

$$T^0 - T' = 0,5 (M_{\Pi} + \sum_{i=1}^4 M_{Ni} + \lambda_{11}) (-\dot{q}_1^0 + \dot{q}_1')^2 + 0,5 M_{Ni} [(\dot{q}_1' - \dot{q}_1^0)^2 + (\dot{q}_1' \text{tg } a)^2],$$

где T^0, T' — кинетическая энергия системы "машина — вода" до и после удара, определяемая по выражению (72); q_1^0 — скорость до удара.

Число связей в натянутом состоянии равно числу мостов машины, контактирующих с грунтом берега. В процессе решения уравнений движения определяются реакции N_i и проверяются их знаки. Если N_i направлена вниз, связь снимается до следующего контакта колес с грунтом.

В случае рассмотрения эластичного колеса N_i является активной силой и рассчитывается по характеристике радиальной деформируемости шины

$$N_i = f(\delta_{ши}),$$

где $\delta_{ши}$ — деформация шины,

$$\delta_{ши} = r_0 - x_1 \sin a - y_i \cos a,$$

x_i, y_i определяются по (71).

Особенности определения N_i для гусеничной плавающей машины обусловлены дополнительной связью, налагаемой на перемещение опорных катков гусеничной цепью. На рис. 82 показан простейший случай расчетной схемы. Гусеничный обвод, образованный невесомой гибкой нерастяжимой лентой длиной L_{Γ} , охватывает n опорных, поддерживающие, направляющее и ведущее колеса. Машина в заданном положении, определяемом обобщенными координатами q_1, q_2, q_3 , опирается на n' катков. К ведущему колесу приложен момент $M_{B,K}$, достаточный для пробуксовывания опорной ветви гусеницы. Касательные напряжения грунта между соседними катками приведены к сосредоточенным силам, приложенным к гусеничной ветви в точках ее контакта с опорными катками. На рис. 82 показана эпюра натяжений в гусеничном обводе. Для упрощения расчетов размерами опорных катков, весом и силой плавучести катков, потерями в гусеничном обводе и на качение катков пренебрегают. Для определения $n + n' + 1$ неизвестных величин — n координат q_{i+3} опорных катков, n' нормальных реакций берега N_i и натяжения в свободной ветви T_{CB} следует составить $n + n' + 1$ уравнений.

Условие нерастяжимости гусеничной ленты

$$\sum_{i=1}^{n+1} l_{\Gamma i} + l_{AB} - L_{\Gamma} = 0, \quad (75)$$

где $l_{\Gamma i}$ — длина гусеницы между $(i-1)$ -м и i -м катками; l_{AB} — длина гусеницы между точками А и В.

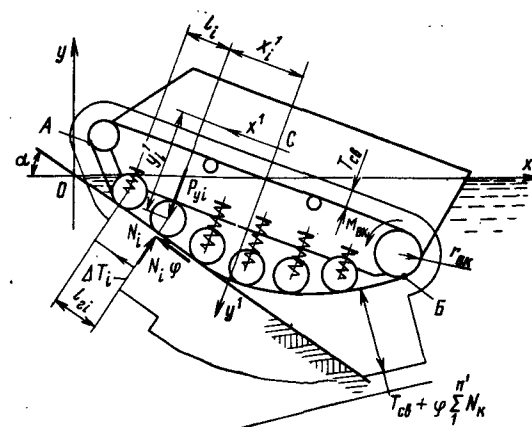


Рис. 82. Расчетная схема выхода на берег гусеничной плавающей машины

Условия относительного равновесия опорных катков под действием внутренних и внешних сил

$$P_{y1} - N_1 \cos(a - q_3) + T_{св} \sin(a - q_3) - T_{св}(y_1^1 + r_0 - y_A^1) ((y_1^1 + r_0 - y_A^1)^2 + l_1^2)^{-1/2} = 0;$$

$$P_{yi} - N_i \cos(a - q_3) = 0, \quad i = 2, \dots, n' - 1;$$

$$P_{yi} - N_i \cos(a - q_3) - (T_{св} + \varphi \sum_{k=1}^{n'} N_k) [\sin(a - q_3) + (y_i^1 - y_{i+1}^1)(l_{i+1}^2 + (y_i^1 - y_{i+1}^1)^2)^{-1/2}] = 0, \quad i = n';$$

$$P_{yi} - (T_{св} + \varphi \sum_{k=1}^{n'} N_k) [(y_i^1 - y_{i+1}^1)(l_{i+1}^2 + (y_i^1 - y_{i+1}^1)^2)^{-1/2} + (y_i^1 - y_{i-1}^1)(l_i^2 + (y_i^1 - y_{i-1}^1)^2)^{-1/2}] = 0, \quad i = n' + 1, \dots, n + 1; \quad (76)$$

$$P_{yn} - (T_{св} + \varphi \sum_{k=1}^{n'} N_k) [(y_n^1 + r_0 - y_B^1)(l_{n+1}^2 + (y_n^1 + r_0 - y_B^1)^2)^{-1/2} + (y_n^1 - y_{n-1}^1)(l_n^2 + (y_n^1 - y_{n-1}^1)^2)^{-1/2}] = 0, \quad (77)$$

где $P_{yi} = f(y'' - y_i^1)$ — упругая сила в подвеске катка; y'' — координата, соответствующая свободному состоянию упругого элемента; φ — коэффициент сцепления; l_i — пролет между $(i-1)$ -м и i -м катками.

Условия контакта с берегом n' опорных катков

$$x_i^1 \cos q_3 + (y_i^1 + r_0) \sin q_3 + [q_2 + x_i^1 \sin q_3 - (y_i^1 + r_0) \cos q_3] / \operatorname{tg} a - q_1 = 0, \quad i = 1, \dots, n'.$$

Если в результате решения этих уравнений одна из реакций N_i получится с отрицательным знаком, значит в заданном положении машины данный каток не касается грунта берега. Решение необходимо повторить, изменив число n' .

Случай движения гусеничной машины в режиме юза аналогичен рассмотренному. Если же сила тяги не превосходит сцепных возможностей грунта, то можно принять распределение силы тяги по тракам опорных катков пропорционально нормальным реакциям

$$\Delta T_i = N_i M_{в.к} / (r_{в.к} \sum_{k=1}^{n'} N_k),$$

где ΔT_i — сила тяги, приходящаяся на трак i -го катка. В этом случае реакции N_i рассчитываются по приведенным выше уравнениям с заменой величин φN_i на ΔT_i .

Касательные реакции грунта T_i так же, как и реакции N_i , определяют в зависимости от используемой модели шины. При проведении расчетов в процессе конструирования машины определенная модель шины должна выбираться, исходя из целей и требуемой точности расчетов. Рассмотрим три модели шины.

Первая модель шины — жесткий диск радиуса r_0 . Касательные реакции T_i находятся с помощью экспериментальных зависимостей $T(\sigma)$ силы сцепления от буксования (юза) для различных грунтовых поверхностей, типичных для условий эксплуатации машины. Продольное скольжение σ_i подсчитывается в случае буксования по формуле

$$\sigma_i = v_{скi} / (r_0(\dot{q}_8 - \dot{q}_3)) = [(\dot{q}_8 - \dot{q}_3)r_0 - v_i] / [r_0(\dot{q}_8 - \dot{q}_3)]$$

и в случае юза

$$\sigma_i = v_{скi} / v_i = (v_i - r_0(\dot{q}_8 - \dot{q}_3)) / v_i,$$

где $v_{скi}$ — скорость скольжения в контакте; v_i — скорость оси колеса в системе xOy .

Скорость v_i направлена параллельно уклону берега (при наличии контакта колес i -го моста с берегом) и определяется дифференцированием выражений (71) для координат x_i, y_i :

$$v_i = \dot{q}_1 (-\cos a) + \dot{q}_2 \sin a + \dot{q}_3 (x_i^1 \sin(a - q_3) + y_i^1 \cos(a - q_3)) + \dot{y}_i^1 \sin(q_3 - a).$$

Зависимость $\varphi(\sigma)$ для конкретной шины целесообразно получать экспериментально. В предварительных расчетах можно использовать данные для однотипных шин и грунтов [1, 17]. Если отличия свойств грунта на пути выхода из воды существенны, то соответствующие зависимости $\varphi(\sigma)$ используются при расчете по участкам.

Рассмотрим одну из особенностей зависимостей $\varphi(\sigma)$, от которой зависит способ вычислений по уравнениям движения машины (74). Если зависимость $\varphi(\sigma)$ учитывает упругие деформации шины и уплотнение грунта, т. е. $\varphi(0) = 0$, то силы T_i подсчитывают по следующей формуле:

$$T_i = N_i \varphi(\sigma_i) \operatorname{sgn} [r_0(\dot{q}_8 - \dot{q}_3) - v_i].$$

В этом случае качение жесткого колеса без скольжения в контакте (при $T_i \neq 0$) невозможно. Силы T_i являются реакциями неидеальных связей и рассматриваются как внешние силы трения шины о грунт. Коэффициент трения учитывает особенности взаимодействия реального колеса с грунтом при различных режимах качения. Уравнения движения (74) составлены в предположении, что T_i являются активными силами, поэтому в данном случае уравнения не изменяются.

Если пренебречь упругим скольжением шины или принять $\varphi(0) \neq 0$, то для жесткого диска появляется еще один возможный режим качения — без скольжения. Чистое качение возможно в том случае, когда касательная реакция грунта не превышает силу трения покоя. Определение T_i в этом случае изменяется по сравнению с качением со скольжением, так как характер силы T_i становится другим. В первом случае T_i была реакцией неидеальной связи и учитывалась в уравнениях движения как активная сила известной величины, которую можно выразить явно через параметры движения машины и характеристики грунта и шины. В рассматриваемом случае сила T_i — реакция идеальной связи, накладываемой на систему условием чистого качения колес i -го моста, и величина ее подлежит определению из совместного ре-

шения уравнений движения и уравнения связи. На систему может быть наложено одна, две, три или четыре (по числу мостов с чистым качением) геометрические связи, выражающие условие неподвижности точки колеса, соприкасающейся с грунтом:

$$\dot{q}_1 (-\cos a) + \dot{q}_2 \sin a + \dot{q}_3 (x_1^1 \sin(a - q_3) + y_1^1 \cos(q_3 - a) + r_0) + \dot{q}_{i+3} \sin(q_3 - a) + \dot{q}_8 (-r_0) = 0. \quad (78)$$

Связи снимаются, когда выполняются условия

$$|T_i| > N_i \varphi(0). \quad (79)$$

Вторая модель шины — радиально-упругая с ободом, представляющим собой гибкую нерастяжимую ленту длиной $2\pi r_0$. T_i определяется так же, как и для жесткого диска, с тем отличием, что вместо v_i используется ее проекция на направление берега.

Третья модель шины отличается от второй тем, что учитывает окружную деформацию шины от нормальной нагрузки и крутящего момента. Радиус качения колеса при отсутствии проскальзывания и пробуксовывания в контакте определяется окружным сжатием элементов протектора в передней части контакта. Крутящий момент, приложенный к колесу, в зависимости от направления увеличивает или уменьшает окружную деформацию протектора, полученную от нормальной нагрузки. Причиной перераспределения сил тяги по колесам является изменение нормальных нагрузок на колеса в процессе выхода машины на берег. Для выхода на берег характерно изменение вертикальных нагрузок на мосты в очень широких пределах от 0 до максимальных значений, вдвое превышающих статическую нагрузку.

Радиус качения колес i -го моста без проскальзывания в контакте выражается следующим образом:

$$r_{ki} = v_i^a / (\dot{q}_8 - \dot{q}_3) = r_0 (1 - \xi_N N_i - \xi_T T_i), \quad (80)$$

где v_i^a — проекция скорости i -го моста на направление уклона; ξ_N , ξ_T — коэффициенты, характеризующие изменение r_{ki} от N_i и T_i соответственно:

$$v_i^a = (\bar{v}_i \bar{e});$$

$$\bar{v}_i = \left\{ \dot{q}_1 + q_3 (x_1^1 \sin q_3 - y_1^1 \cos q_3) - \dot{y}_1^1 \sin q_3, \right.$$

$\left. \dot{q}_2 + \dot{q}_3 (x_1^1 \cos q_3 + y_1^1 \sin q_3) - \dot{y}_1^1 \cos q_3 \right\}$ — скорость оси в системе xOy ; $\bar{e} = \left\{ -\cos a, \sin a \right\}$ — единичный вектор направления уклона.

При чистом качении колес нескольких мостов должно выполняться равенство

$$1 - \xi_N N_k - \xi_T T_k = 1 - \xi_N N_i - \xi_T T_i,$$

где k — номера мостов с чистым качением.

Эти соотношения позволяют определить силы тяги колес с чистым качением. Например, если все мосты машины катятся только с упругим проскальзыванием, то

$$T_i = 1 / \xi_T - \xi_N N_i / \xi_T - v_i^a / [r_0 \xi_T (\dot{q}_8 - \dot{q}_3)],$$

где $i = 2, 3, 4$ отвечает номеру моста.

При качении эластичного в тангенциальном направлении колеса в режиме буксования (юз) проскальзывание σ_i частично обусловлено уменьшением (увеличением) r_{ki} из-за окружного сжатия (растяжения) протектора, а оставшаяся часть — скольжением в контакте.

Условием чистого качения колеса (только с упругим проскальзыванием) будет

$$v_{cki} = \dot{q}_1 (-\cos a) + \dot{q}_2 \sin a + \dot{q}_3 (x_1^1 \sin(a - q_3) + y_1^1 \cos(q_3 - a) + r_{ki}) + \dot{y}_1^1 \sin(q_3 - a) + \dot{q}_8 (-r_{ki}) = 0,$$

где r_{ki} определяются по уравнению (80) по текущим значениям N_i и T_i при буксовании или юзе, $T_i = N_i \varphi(\sigma_i)$.

В данной модели шины следует использовать зависимости $\varphi(\sigma)$ с $\varphi(0) \neq 0$ или $\varphi = \text{const}$, так как изменение φ на начальном участке, обусловленное упругим проскальзыванием, учитывается в самой модели шины. Чистое качение колеса переходит в буксование или юз при выполнении условия (79). Может быть рассмотрена еще одна модель шины — эластичная в радиальном и тангенциальном направлениях, причем $r_k = r_d$. Уравнения связей при чистом качении колес оказываются в этом случае неголомными.

Сопротивление качению обусловлено потерями энергии в шине и грунте, частичным проскальзыванием шины в контакте с грунтом и прилипанием грунта к шине. Коэффициент сопротивления качению представляется в виде суммы $f = f_{ш} + f_{г}$ (где $f_{ш}$ характеризует потери в шине и $f_{г}$ — потери из-за деформации грунта) [1]. Потери энергии при деформации шины учитываются моментом сопротивления качению $M_{fi} = f_{ш} N_i r_{di}$. Потери энергии на образование колеи учитываются силой сопротивления грунта качению $P_{f_{гi}} = f_{г} N_i$.

В табл. 5 приведены экспериментальные значения коэффициентов сцепления φ и сопротивления качению f на подводных грунтах.

Доля потерь в шине $f_{ш}$ в общем сопротивлении качению f определяется по результатам экспериментов на твердой поверхности в предположении, что при равных радиальных и тангенциальных деформациях шины потери в ней будут одинаковы на деформируемой и твердой поверхностях. Аналогично учитываются потери в гусеничном движителе.

Таблица 5

Тип грунта	Колесные машины		Гусеничные машины	
	φ	f	φ	f
Твердый каменный	0,4—0,5	0,03—0,05	0,7—0,8	0,04—0,06
Песчаный	0,3—0,55	0,08—0,35	0,55—0,7	0,12—0,18
Суглинок	0,25—0,34	0,1—0,25	0,75—0,9	0,07—0,12
Илистый на твердом основании	0,2—0,25	0,1—0,3	0,5—0,65	0,1—0,15
Болотистый	0,25—0,4	0,15—0,25	0,3—0,4	0,18—0,3

Сила упругости в подвеске P_{yi} , приведенная к оси колеса, зависит от относительного перемещения колеса, характеристики упругого элемента и кинематической схемы направляющего аппарата подвески. В общем случае $P_{yi} = f(y'' - q_{i+3})$, где y'' — положение колеса, соответствующее свободному состоянию упругого элемента (см. рис. 81). При выходе машины на берег нелинейность P_{yi} не имеет большого значения, поэтому для упрощения расчетов можно принять зависимость $P_{yi}(q_{i+3})$ линейной.

Крутящий момент двигателя M_e определяется по внешней скоростной характеристике с учетом затрат мощности на привод вспомогательных агрегатов, не предусмотренных стандартом на испытания двигателей, и с учетом дополнительных потерь мощности, обусловленных отличием условий работы на машине от стандартных. В качестве приближенной можно использовать эмпирическую полиномиальную зависимость, полученную в результате статистической обработки внешних и частичных скоростных характеристик различных двигателей [5]

$$M_e/M_N = A(\beta) - B(\beta)(n_e/n_N)^2,$$

где M_N , n_N — крутящий момент и частота вращения вала, соответствующие максимальной мощности; β — относительный угол открытия дроссельной заслонки; $A(\beta)$, $B(\beta)$ — эмпирические коэффициенты, зависящие от β .

$$A(\beta) = 0,5147 - 1,8844\beta - 0,8935\beta^2 - 0,5242\beta^3 + 0,3253\beta^4;$$

$$B(\beta) = 4,7586 - 22,1788\beta + 41,6192\beta^2 - 34,1318\beta^3 + 10,2476\beta^4.$$

Сила тяги вспомогательного устройства $T_{в.у}$ используется для обеспечения выхода плавающей машины на берег в трудных условиях. Конкретное устройство, реализующее $T_{в.у}$, определяет и ее характеристики: сила тяги $T_{в.у}$ может действовать в течение всего времени выхода или в течение только какого-либо периода, быть постоянной по величине и направлению или переменной.

Если значительная сила тяги $T_{в.у}$ действует короткое время Δt , то для описания ее воздействия на машину целесообразно использовать гипотезу удара. В этом случае действие силы тяги $T_{в.у}$ выражается импульсом силы

$$J_T = \int_{t'}^{t'+\Delta t} T_{в.у} dt,$$

где t' — момент начала работы вспомогательного устройства. При этом величина Δt должна быть достаточно малой, чтобы изменением состояния динамической системы за этот промежуток времени можно было бы пренебречь, т. е. $q_j(t' + 0) \approx q_j(t' - 0)$, $j = 1, \dots, 8$.

При воздействии импульса происходит мгновенное изменение обобщенных скоростей на конечные величины $\Delta \dot{q}_j$

$$\Delta \dot{q}_1 = J_{Tx} / (a_{11} + \lambda_{11}); \Delta \dot{q}_2 = J_{Ty} / (a_{22} + \lambda_{22}); \Delta \dot{q}_3 = J_{Th} / (a_{33} + \lambda_{33}),$$

где J_{Tx} , J_{Ty} — проекции импульса силы на оси системы xOy ; a_{11} , a_{22} , a_{33} — коэффициенты инерции, вычисляемые по формулам (73).

Новые значения скоростей $\dot{q}_j + \Delta \dot{q}_j$ используются для продолжения решения уравнений движения плавающей машины.

Начальные условия движения плавающей машины. Для решения уравнений движения плавающей машины при выходе на берег необходимо знать состояние системы непосредственно перед контактом колес с грунтом берега. Состояние системы характеризуется начальными значениями обобщенных координат и скоростей q_j^0 , \dot{q}_j^0 , $j = 1 \div 8$. Из опыта эксплуатации плавающих машин известно, что начальные условия движения определяются не только конструктивными особенностями машины, но и приемами управления и квалификацией водителя. В общем случае при подходе к берегу может работать один из движителей или оба, кроме того, может использоваться сила тяги вспомогательного устройства (лебедки).

Небольшими возмущениями скоростей \dot{q}_j^0 , $j = 2 \div 7$ пренебрегают и полагают их равными нулю. Начало отсчета угла поворота колес не имеет значения, поэтому полагают $q_8^0 = 0$. Таким образом, необходимо знать значения следующих обобщенных координат и скоростей: q_1^0 — положение машины при контакте колес с грунтом берега; \dot{q}_1^0 — скорость подхода к берегу; q_2^0 , q_3^0 — осадка и дифферент корпуса; \dot{q}_j^0 , $j = 4 \div 7$ — положение непрессоренных масс относительно корпуса; q_8^0 — частота вращения колес.

Частоту вращения колес можно определить из следующего уравнения, предполагая, что двигатель работает по внешней скоростной характеристике и одновременно включены водоходный и колесный движители:

$$M_e(u_K \dot{q}_8^0) u_K - M_K(\dot{q}_8^0) - M_B(u_0 \dot{q}_8^0) u_0 \eta_K = 0.$$

При определении q_2^0 , q_3^0 , \dot{q}_1^0 принимают, что $\dot{q}_j^0 = y''$, $j = 4 \div 7$. Величины q_2^0 , q_3^0 , \dot{q}_1^0 находят из условий равновесия машины на плаву и равенства проекций всех сил на ось Ox :

$$D_K + \sum_{i=1}^4 D_{Ni} + P_{в.к} \sin q_3^0 - G_{п} - \sum_{i=1}^4 G_{Ni} + T_{в} \sin(\alpha_T + q_3^0) = 0;$$

$$-D_K h_D + \sum_{i=1}^4 (D_{Ni} - G_{Ni})(x_1^i \cos q_3^0 + q_{i+3}^0 \sin q_3^0) + T_{в} h_T = 0;$$

$$RC - P_{в.к} \cos q_3^0 - T_{в} \cos(\alpha_T - q_3^0) = 0.$$

Учитывая, что ходовой дифферент q_3^0 обычно не превышает $3-4^\circ$, скорость \dot{q}_1^0 можно определить без большой ошибки независимо от q_2^0 и q_3^0 по последнему уравнению при $q_3^0 = 0$.

Координаты q_j^0 , $j = 4 \div 7$ рассчитывают при известных q_2^0 , q_3^0 из уравнений

$$(G_{Ni} - D_{Ni}) \cos q_3^0 + P_{yi}(q_{i+3}) = 0,$$

где $i = 1 \div 4$.

Координата q_1^0 , соответствующая положению машины в момент контакта колес с берегом, определяется по формуле

$$q_1^0 = x_1^i \cos q_3^0 + q_4^0 \sin q_3^0 + r_0 / \sin \alpha - (q_2^0 + x_1^i \sin q_3^0 - q_4^0 \cos q_3^0) / \operatorname{tg} \alpha. (81)$$

Если соотношение величин a , q_j^0 , $j = 3 \div 7$ таково, что первой может коснуться берега не передняя ось, то q_1^0 находится по аналогичным формулам и для последующих осей. За начальную координату берется наибольшее из полученных q_1^0 .

Начало контакта с берегом для гусеничной машины определить несколько сложнее, так как форма нижней части гусеничного обвода зависит от

двух факторов — упругих сил в подвеске катков и наличия связи, накладываемой на перемещения катков гусеничной цепью. В отношении гусеничного движителя следует принять допущения, оговоренные ранее. Форма гусеничного обвода зависит от распределения натяжения в гусеничной ленте. Сопrotивление воды перематыванию гусеницы распределено по длине гусеницы L_T равномерно с интенсивностью $\tau_C = M_{B,K}/(r_{B,K}L_T)$. Эпюра натяжений обвода при этом линейная. Максимальное натяжение $T_{CB} + M_{B,K}/r_{B,K}$ на ведущем колесе убывает в направлении, обратном перематыванию гусеницы, и становится наименьшим, равным T_{CB} в точке Б (рис. 82).

Форму гусеничного обвода определяют, решая $n + 1$ уравнение, которые легко получаются из уравнений (75)–(77). Уравнение (75) остается без изменений. В уравнениях (76) для $i = 2, \dots, (n-1)$ и (77) для $i = n$ множителем

ли $(T_{CB} + \varphi \sum_{k=1}^n N_k)$ необходимо заменить на $(T_{CB} + M_{B,K}/r_{B,K} - \tau_C \sum_{k=i+1}^{n+1} l_{TK})$

Уравнение для первого катка аналогично уравнению для последнего при замене точки Б на А.

Начальное положение гусеничной машины q_1^0 рассчитывают по формуле (81) после определения величин y_i^0 — координат катков при подходе машины к берегу.

Решение уравнений движения плавающей машины численным методом. Полученные уравнения движения допускают только численное решение с помощью ЭВМ — аналоговых или цифровых. Данная задача имеет следующие особенности:

а) состав действующих на систему сил изменяется при контакте колес очередного моста с грунтом берега или при отрыве колеса. Поэтому нужно контролировать контакт колес всех мостов с грунтом;

б) необходимо проверить остановку двигателя из-за превышения внешнего момента сопротивления момента, подводимого от двигателя;

в) следует учитывать различные режимы качения колес, так как при чистом качении колес хотя бы одного моста конфигурация системы изменяется, что требует наложения дополнительных связей. При этом изменяются и уравнения движения машины;

г) в случае импульсной силы тяги $T_{B,y}$ необходимо перейти к решению уравнений с новыми начальными условиями.

Ввиду перечисленных особенностей задачу целесообразно решать на цифровых ЭВМ, позволяющих легко учесть нелинейность задачи, проверить различные логические условия и изменить структуру уравнений движения.

Остановимся подробнее на тех изменениях уравнений движения, которые связаны с наложением дополнительных связей при чистом качении колес всех мостов или колес только некоторых из них. При этом уменьшается число обобщенных координат системы, и необходимо исключить из уравнений движения зависимые координаты. Для четырехосной машины число различных сочетаний мостов с чистым качением равно 15. В каждом из этих случаев уравнения движения будут различными из-за разных выражений для кинетической энергии системы. Поэтому, учитывая возможность моделирования движения машины и с большим числом мостов, целесообразнее не выписывать и не составлять уравнения для всех возможных вариантов, а предусмотреть в

программе автоматическое формирование системы уравнений в соответствии с конкретным режимом качения колес. Исключить зависимые координаты можно с помощью множителей Лагранжа. Отличительными особенностями уравнений движения с неопределенными множителями Лагранжа являются следующие: а) одновременно с решением уравнений определяются и реакции связей, что необходимо для контроля сохранения наложенных связей; б) в состав уравнений входят члены, выражающиеся через первоначальную кинетическую энергию системы, не преобразованную при помощи уравнений связей; в) обобщенные силы также входят в неизменном виде. Эти особенности делают уравнения с множителями Лагранжа очень удобными для решения рассматриваемой задачи.

При наложении на систему $n - m$ связей движение машины и реакции связей определяется из решения следующей системы уравнений, дополненной $n - m$ уравнениями связей:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} &= Q_j + \sum_{k=1}^{n-m} \lambda_k b_{kj}; \\ \sum_{j=1}^n b_{kj} \dot{q}_j &= 0, \quad k = 1, \dots, n - m, \end{aligned} \right\}$$

где $j = 1 \div 8$; $n = 8$, m — число обобщенных координат системы до и после наложения связей; λ_k — неопределенный множитель Лагранжа, соответствующий k -й связи; b_{kj} — коэффициенты при

\dot{q}_j в выражениях (78). Слагаемое $\sum_{k=1}^{n-m} \lambda_k b_{kj}$ представляет собой

обобщенную силу реакции связи. Режим чистого качения колеса (наложение связи) наступает при изменении знака скорости скольжения в контакте, т. е. переходе от буксования к юзу и, наоборот, от юза к буксованию, или при выполнении условия

$$|v_{CK}| \leq \epsilon,$$

где ϵ — заданное малое число.

Сравнение экспериментальных данных, характеризующих выход на берег машины, с результатами расчетов показало, что математическая модель достаточно хорошо отражает действительные явления [18]. Это подтверждает правомочность положенных в основу модели допущений и предпосылок.

С помощью математической модели выхода машины на берег методом случайного баланса могут быть выделены наиболее существенные с точки зрения надежного выхода факторы. К ним, как показывают расчеты, следует отнести параметры: скорость подхода к берегу, мощность двигателя, передаточные числа приводов колесного и водородного движителей, силу тяги вспомогательного устройства, а также разность величин $\varphi - \text{tg} \alpha$, характеризующую условия движения. Предварительное отсеивание несущественных факторов необходимо по двум причинам. Во-первых, для того, чтобы сделать математическую модель более простой и удобной для анализа закономерностей движения

машины при выходе на берег. Во-вторых, для выделения основных факторов, так как для многих технических систем характерно такое состояние, когда процесс зависит в основном только от очень небольшой части параметров системы и их сочетаний, остальные факторы несут незначительный вклад.

При отборе существенных факторов для дальнейших исследований процесса выхода машины на берег кроме результатов случайного баланса нужно учитывать следующее. Во-первых, как правило, каждый конструктивный параметр машины одновременно влияет на многие эксплуатационные качества. Исходя из назначения машины, предпочтение отдается той или иной группе качеств и с учетом именно этих качеств выбираются параметры машины. Возможности же выбора параметров в отношении надежного выхода на берег очень ограничены. Во-вторых, на современном этапе развития транспортной техники некоторые параметры плавающих машин достигли или близки к предельным значениям, и дальнейшее их улучшение в рамках традиционных конструктивных схем, по-видимому, неоправдано. Так, повышение скорости движения по воде было бы полезно для улучшения многих качеств плавающих машин, в том числе возможностей надежного выхода на берег. Но, например, для водоизмещающих плавающих машин достижение скоростей движения по воде выше 3,5–4,0 м/с для машин с водоходным движителем и 2,0–2,2 м/с для машин без водоходного движителя связано со значительным усложнением конструкции машины, увеличением ее стоимости и с ухудшением эксплуатационных качеств. Поэтому максимальные скорости водоизмещающих машин стабилизировались и обычно не превышают указанных пределов.

Таким образом, для повышения проходимости плавающих машин на водном участке, кроме применения на машинах всех средств повышения проходимости сухопутных машин, нужно прежде всего обеспечить оптимальное использование мощности двигателя сухопутным и водоходным движителями. Это связано с особым характером движения машины, а именно, с режимом одновременной работы сухопутного и водоходного движителей при взаимодействии с водой и грунтом, и достигается правильным выбором типа, схемы и передаточных чисел трансмиссии машины. Если в результате проходимость машины на водной преграде все же является недостаточной, нужно использовать и более дорогостоящие мероприятия: увеличение мощности двигателя и скорости на плаву, применение сочлененных схем машин и др.

7.3. АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ СУХОПУТНОГО И ВОДОХОДНОГО ДВИЖИТЕЛЕЙ

Для того чтобы оценить резервы повышения проходимости машины на водном участке путем рационального распределения мощности по движителям, следует рассмотреть влияние передаточных чисел приводов движителей u_k , u_B или $u_0 = u_k/u_B$ на движение машины при преодолении водного участка.

Рассмотрим это на примере движения по броду с горизонтальным дном, одновременно учитывая уменьшение сцепного веса и сопротивление воды движению машины, зависящие от глубины брода; силу тяги водоходного движителя и силу тяги колес (гусениц) при их взаимодействии с грунтом и водой.

Движение машины по броду имеет общие характерные особенности с движением при входе в воду и выходе на берег. В частности, при использовании машин на побережьях с пологими склонами дна вход в воду и выход на берег фактически является движением по броду переменной глубины. С другой стороны, и при выходе на берег значительного уклона каждому положению машины на берегу можно соотнести определенную глубину брода. Предположим, что на совместную работу движителей машины наибольшее влияние оказывает сцепной вес. Тогда его величина определит глубину брода, соответствующую определенному положению машины при выходе на берег. Кроме того, следует принять, что машина движется в спокойной воде, а вертикальной составляющей гидродинамических сил можно пренебречь. Поэтому взаимодействие машины с водой будет характеризоваться гидростатической вертикальной силой, силы сопротивления движению, силы тяги движителей в воде и затраты мощности на их работу.

Два уравнения установившегося движения машины по броду для двух неизвестных — скорости движения машины q_1 и частоты вращения колес q_8 — получают из первого и последнего уравнений системы (74) как для частного случая движения при выходе на берег:

$$\left. \begin{aligned} T + P_{в.к} - P_{fг} - R_C &= 0; \\ M_e u_k - M_f - M_k - M_B u_k / (u_B \eta_k) - Tr_d &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (82)$$

Различной глубине брода h соответствуют различные нормальные реакции грунта N . Для определения положения равновесия корпуса и сцепного веса при различной глубине воды h следует принимать, что при всплытии корпус перемещается поступательно вдоль вертикальной оси Oy , сохраняя горизонтальное положение. Это равносильно предположению о равенстве горизонтальных координат центра подрессоренных масс машины, центра упругости подвески и центра величины. При принятии допущения жесткость всех подвесок и шин можно заменить одной приведенной жесткостью $c = c_{ш} c_{п} / (c_{ш} + c_{п})$, где $c_{ш}$, $c_{п}$ — суммарные жесткости шин и подвесок. Форма корпуса — параллелепипед $L \times B \times H$. Силой плавучести колесного движителя пренебрегают. Условие равновесия корпуса на глубине воды h

$$G - c(y_0 - y) - \rho g L B (h - y) = 0,$$

где y_0 , y — расстояния от грунта до днища машины при полностью разгруженных рессорах и в рассматриваемом положении равновесия соответственно.

$$\text{Отсюда } y = (c y_0 + \rho g L B h - G) / (c + \rho g L B).$$

Глубина изменяется в пределах $y_0 - G/c \leq h \leq G/(\rho g L B) + y_0$, соответствующих значениям силы плавучести $0 \leq D_k \leq G$.

Нормальная реакция грунта или сцепной вес

$$N = (Gc - c\rho gLB(y_0 - h)) / (c + \rho gLB).$$

Уравнения (82) дают возможность выяснить влияние изменения глубины брода h и, следовательно, сцепного веса N на совместную работу колесного и водоходного движителей. Имея в виду установленное выше однозначное соответствие между глубиной h и положением машины на берегу в процессе выхода ее на берег, результаты анализа движения по броду можно отнести и к выходу на берег.

На рис. 83 показаны результаты расчета параметров движения машины по песчаному дну (см. табл. 5) при различной относительной глубине брода $h/h_{дп}$. Расчеты проведены для плавающей колесной машины 6X6 с передаточным числом между колесным и водоходным движителями $u_0 = \text{const}$.

Относительная вертикальная реакция грунта $N/G = 1$ при $h/h_{дп} = 1$, $N/G = 0$ при $h/h_{дп} = 2,17$ (рис. 83). Последнее значение $h/h_{дп}$ соответствует моментам всплытия машины или начала контакта колес с берегом. Таким образом, уменьшению $h/h_{дп}$ отвечает выход машины на берег, а увеличению — вход в воду. В промежутке $0 \leq h/h_{дп} \leq 2,17$ N/G изменяется линейно (прямая 1).

Скорость движения машины (кривые 2) монотонно возрастает с уменьшением $h/h_{дп}$. На второй передаче обеспечивается более высокая скорость движения, чем на третьей, при любой глубине брода. Из графиков видно, что при $h/h_{дп} = 1,3$ работа водоходного движителя прекращается. Увеличение при этом скорости объясняется перераспределением мощности: мощность к водоходному движителю не подводится.

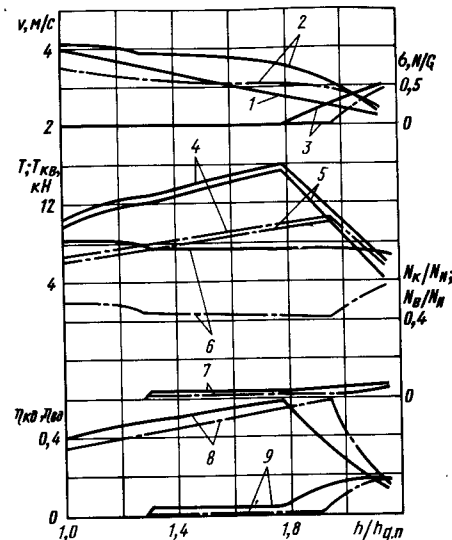
Буксование колес на третьей передаче заканчивается при $h/h_{дп} = 1,97$, на второй — при $h/h_{дп} = 1,8$ (кривые 3). Это связано с большей окружной силой на колесах при включении нижней передачи. При дальнейшем уменьшении $h/h_{дп}$ колеса перестают буксовать. Контакт колес с берегом при выходе происходит примерно при одинаковых значениях $\sigma \approx 0,5$ для обеих передач.

Между скоростью машины и буксованием колес существует связь: началу буксования соответствует более резкое уменьшение скорости с ростом $h/h_{дп}$. Так, до $h/h_{дп} = 1,8$ скорость на второй передаче изменяется мало, а при $h/h_{дп} > 1,8$ с началом буксования колес скорость резко падает. На третьей передаче аналогичные явления происходят при $h/h_{дп} = 1,97$.

Суммарная сила тяги движителей $T_{к.в} = T + P_{к.в}$ (кривые 4 на рис. 83) и сила тяги колесного движителя T при взаимодействии с грунтом сильно зависят от глубины брода $h/h_{дп}$. При тех параметрах трансмиссии машины, для которых проводился расчет, основной составляющей силы тяги движителей $T_{к.в}$ является сила тяги колесного движителя. Водоходный движитель создает значительные движущие силы только в начальной стадии выхода. Так, при $h/h_{дп} = 2,15$ сила тяги $P_{к.в}$ водоходного и колесного движителей в воде составляет примерно 30% суммарной силы тяги. Причина этого заключается в том, что нерегулируемая кинематическая связь между движителями не обеспечивает эффективную работу водоходного движителя. В зонах буксования колес сила тяги T линейно зависит от $h/h_{дп}$, возрастая вместе с вертикальной реакцией грунта N . Зависимости $T(h/h_{дп})$ для второй и третьей передач (кривые 5) совпадают до $h/h_{дп} = 1,97$, когда буксование колес на третьей передаче заканчивается. Суммарная сила тяги $T_{к.в}$ в этой зоне больше на второй передаче, чем на третьей, за счет большей частоты вращения колесного и водоходного движителей. В диапазоне $1,0 \leq h/h_{дп} \leq 1,8$ для второй и в диапазоне $1,0 \leq h/h_{дп} \leq 1,97$ для третьей передач изменение зависимостей 4 и 5 обусловлено в основном протеканием внешней скоростной характеристики двигателя и затратами мощности на работу водоходного движителя (при $h/h_{дп} \geq 1,3$). На этих глубинах при уменьшении $h/h_{дп}$ скорость растет несмотря на уменьшение силы тяги движителей, так как площадь погруженных в воду частей машины и, следовательно, сопротивление движению уменьшаются более интенсивно, чем сила тяги $T_{к.в}$.

Рис. 83. Зависимости параметров движения машины от относительной глубины брода $h/h_{дп}$ (анализ совместной работы сухопутного и водоходного движителей):

1 — вертикальная реакция грунта N/G ; 2 — скорость v ; 3 — коэффициент буксования колес σ ; 4 — суммарная сила тяги движителей $T_{к.в}$; 5 — сила тяги колесного движителя T при взаимодействии с грунтом; 6 — мощность на колесах $N_{к}/N_N$; 7 — мощность на водомете $N_{в}/N_N$; 8 — КПД колесного движителя $\eta_{кд}$; 9 — КПД водоходного движителя $\eta_{вд}$; сплошные линии — движение на второй передаче; штрихпунктирные — движение на третьей передаче



С изменением глубины брода (по мере выхода машины на берег) изменяется и распределение мощности по движителям. Мощность, потребляемая движителями, равна для колесного движителя (кривые 6) $N_{к} = 2\pi q_8 (M_{к} + T_{р})$ и для водоходного движителя (кривые 7) $N_{в} = 2\pi q_8 u_0 M_{в}$. Как следует из этих формул, $N_{в}$ и первое слагаемое в выражении $N_{к}$ пропорциональны (q_8). Второе слагаемое $N_{к}$ при буксовании колес пропорционально q_8 . Характерные моменты входа или выхода машины — изменение режима качения колес и окончание работы водоходного движителя — отражены на зависимостях $N_{к}(h/h_{дп})$ и $N_{в}(h/h_{дп})$. Наибольшую мощность водоходный движитель потребляет в начальный период выхода, когда колеса буксуют. По мере уменьшения $h/h_{дп}$ $N_{в}$ уменьшается, и на протяжении выхода от момента перехода колес к чистому качению до $h/h_{дп} = 1,3$ мощность, потребляемая водоходным движителем, оста-

ется примерно постоянной, причем на второй передаче N_B больше, чем на третьей. В начальный период выхода при буксовании колес характер зависимостей $N_K(h/h_{дп})$ для второй и третьей передач различен: при движении на второй передаче мощность на колесах изменяется очень мало, достигая максимального значения на этом участке при $h/h_{дп} = 1,9$, а при движении на третьей передаче N_K к моменту окончания буксования колес (при $h/h_{дп} = 1,97$) уменьшается почти на треть максимального значения при контакте колес с берегом. Такое различие зависимостей $N_K(h/h_{дп})$ объясняется тем, что на второй передаче двигатель работает с частотой вращения больше n_N (в области после перегиба скоростной характеристики). При чистом качении колес и работающем водоходном двигателе N_K для обеих передач почти не зависит от $h/h_{дп}$. Окончанию работы водоходного двигателя соответствует прирост мощности на колесах (см. рис. 83).

На третьей передаче мощность двигателя используется не более чем на 60% при буксовании колес и не более чем на 45% после прекращения буксования. Вторая передача обеспечивает лучшее использование мощности — примерно 80% N_N во всем диапазоне изменения глубины брода $h/h_{дп}$. Об этом свидетельствуют и большая скорость на второй передаче.

Однако только мощность, подводимая к двигателям машины, не полностью характеризует их работу. Сухопутный и водоходный двигатели имеют различные КПД. Целесообразно большую часть мощности реализовать на том двигателе, который имеет больший КПД в данных условиях движения. Значения КПД вычисляются: для колесного двигателя $\eta_{к.д} = (T + 0,8P_K) v/N_K$ и для водоходного двигателя $\eta_{в.д} = 0,8P_B v/N_B$. Здесь сила тяги T равна $N\phi$ или определяется по характеристике двигателя в зависимости от режима качения колес. Коэффициент 0,8 учитывает совместную работу двигателей. Кривые 8, 9 представляют собой зависимости $\eta_{к.д}(h/h_{дп})$, $\eta_{в.д}(h/h_{дп})$. Окончание буксования колес вызывает изменение характера зависимостей КПД двигателей от $h/h_{дп}$. Так, с уменьшением буксования колес $\eta_{к.д}$ увеличивается, достигая максимального значения при переходе колес к чистому качению. Максимальные значения $\eta_{к.д}$ одинаковы для обеих передач и соответствуют режиму качения колес при использовании всех сил сцепления. При выходе на берег буксование колес заканчивается раньше на третьей передаче, поэтому в зоне $h/h_{дп} > 1,8$ больший $\eta_{к.д}$ соответствует движению на третьей передаче. Дальнейший выход машины на берег сопровождается уменьшением $\eta_{к.д}$, причем на второй передаче $\eta_{к.д}$ становится больше, чем на третьей.

Величины $\eta_{в.д}$ достигают наибольших значений в начале выхода. С уменьшением буксования $\eta_{в.д}$ уменьшается, и в зоне чистого качения $\eta_{в.д}$ почти не зависит от $h/h_{дп}$ до нарушения условий нормальной работы водоходного двигателя. На протяжении всего процесса выхода $\eta_{в.д}$ на второй передаче больше, чем на третьей, из-за большей частоты вращения вала водоходного двигателя.

Анализ зависимостей КПД двигателей от $h/h_{дп}$ показывает, что не всегда наибольший КПД соответствует наибольшей ско-

рости движения. Так, при $h/h_{дп} = 1,8$ скорость на второй передаче выше, чем на третьей, несмотря на меньший $\eta_{к.д}$. Это связано с тем, что на третьей передаче мощность колесного двигателя используется значительно хуже, чем на второй, из-за плохого согласования нагрузки с характеристикой двигателя.

При преодолении водной преграды условия движения машины и совместной работы двигателей непрерывно изменяются. Очевидно, постоянные передаточные числа трансмиссии не могут обеспечить наилучшее использование потенциальных возможностей двигателей и мощности двигателя в различных условиях движения. Следовательно, параметры трансмиссии u_K, u_0 , значения которых и определяют распределение мощности по двигателям, должны регулироваться так, чтобы проходимость машины на водной преграде была наилучшей. Эта задача является обобщением задачи оптимального распределения мощности по колесам машины [2, 11] для случая двигателей различного типа, работающих в разных средах.

Для оценки проходимости машины и качества управления распределением мощности по двигателям можно использовать, например, максимальную скорость или суммарную силу тяги двигателей $T_{к.в}$. Эти показатели эквивалентны. Оценка по скорости непосредственно отвечает условиям эксплуатации на морских побережьях с пологими уклонами дна и при наличии прибойного волнения. В этом случае решающим для надежного выхода на берег является соотношение скорости движения и скорости разрушающихся волн. Для надежной работы машины в прибойной зоне необходимо обеспечить ей скорость, близкую к скорости этих волн. Это исключит или снизит ударные нагрузки от них на плавающие машины.

Решение поставленной задачи состоит в том, чтобы найти такие функции $u_0(h/h_{дп})$ и $u_K(h/h_{дп})$, которые для любой глубины брода $h/h_{дп}$ (т. е. для любой стадии выхода на берег или входа в воду) обеспечивают $\max v$. Связи между величинами u_0, u_K и v задаются уравнениями движения (82).

На рис. 84 показаны результаты расчетов оптимальной по максимуму скорости машины, закономерности изменения передаточных чисел трансмиссии u_0 и u_K на примере той же машины.

Области допустимых значений u_0 и u_K были ограничены в расчетах интервалами, симметричными относительно номинальных значений u_0, u_K для рассматриваемого автомобиля: $10,92 \pm 3,0$ и $11,62 \pm 3,0$ соответственно. Установлено, что оптимальное передаточное число u_0 изменяется ступенчато: от максимально возможного значения (14,62) до минимального (8,62) при отношении $h/h_{дп} = 1,77$, соответствующем окончанию буксования колес. При $h/h_{дп} < 1,3$, когда водоходный двигатель перестает работать, величина u_0 значения не имеет. Оптимальное передаточное число u_K в начале выхода в зоне буксования колес увеличивается от 9,74 до 13,47 при $h/h_{дп} = 1,77$, затем уменьшается скачком до 12,81. Дальнейший выход машины при чистом качении колес сопровождается постепенным понижением оптимального u_K с 12,81 до 12,29 в момент прекращения работы водоходного двигателя и ускоренным уменьшением до 11,25 в момент оконча-

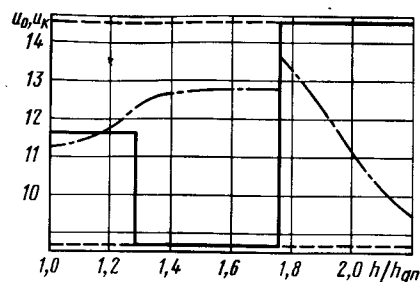


Рис. 84. Оптимальная по максимуму скорости и силы тяги движителей закономерность изменения передаточных чисел трансмиссии u_0 , u_K в процессе выхода плавающей машины на берег: сплошные линии — зависимость $u_0(h/h_{дп})$; штрихпунктирные — зависимость $u_K(h/h_{дп})$

ния выхода (см. рис. 84). Таким образом, характер полученных оптимальных зависимостей u_0 и u_K изменяется в характерных точках выхода: при окончании буксования колесного движителя и при окончании работы водоходного движителя.

Как показывают результаты расчетов, водоходный движитель наиболее целесообразно использовать в начальный период выхода, когда колеса буксуют. Большие значения u_0 отвечают большей мощности, подводимой к водоходному движителю. После прекращения буксования колес мощность двигателя целесообразнее реализовать на колесном движителе — этому соответствует минимальное значение u_0 при $h/h_{дп} = 1,77$.

Вид оптимальной зависимости $u_K(h/h_{дп})$ в зоне буксования колес согласуется с полученными выше зависимостями η_K для двух передач. Увеличение u_K сдвигает границу $h/h_{дп}$ зоны буксования в сторону меньших значений $h/h_{дп}$ и обеспечивает работу колесного движителя в режиме максимального КПД при изменении $h/h_{дп}$. Повышение u_K сопровождается перемещением точки, соответствующей максимальному КПД колесного движителя (см. кривые 8 на рис. 83), справа налево. Таким образом, увеличение u_K обеспечивает работу колесного движителя в режиме максимального КПД на большем участке выхода машины.

Важно отметить, что применение систем, обеспечивающих оптимальное распределение мощности по движителям, целесообразно только в том случае, если конструкция водоходного движителя позволяет эффективно реализовать подводимую мощность, в том числе и превышающую номинальную для данного движителя. Кроме того, максимальная сила тяги водоходного движителя должна быть соизмерима с силой тяги колесного движителя. Эффект от оптимального распределения мощности тем больше, чем выше максимальная сила тяги водоходного движителя.

Вопросы распределения и рационального использования мощности двигателя сухопутным и водоходным движителями в изменяющихся условиях движения по водным участкам тесно связаны с устройством трансмиссии машин. Наибольшее распространение на плавающих машинах получили механические ступенчатые трансмиссии, реже встречаются гидромеханические и гидрообъемные. На рис. 85 показаны схемы механических трансмиссий плавающих машин. С точки зрения распределения мощности по движителям основное значение имеет взаимное расположение участка разветвления потока мощности по движителям

и трансформатора крутящего момента. В трансмиссии многих гусеничных машин (рис. 85, схема I) поток мощности разветвляется перед трансформатором крутящего момента — ступенчатой коробкой передач. Привод водоходного движителя имеет постоянное передаточное число $u_B = \text{const}$, а передаточное число привода гусеничного движителя может изменяться в трансформаторе крутящего момента. Передаточное число от гусеничного до водоходного движителя также переменное $u_0 = \text{var}$. Соотношение мощностей водоходного и гусеничного движителей можно изменять с помощью трансформатора крутящего момента. Доля мощности водоходного движителя увеличивается при включении в трансформаторе крутящего момента низших передач. При движении по мелководью и при подходе к берегу следует включать такую передачу, которая обеспечивает кинематическое согласование движителей — примерное равенство скорости машины (переносная скорость) и окружной скорости сухопутного движителя (относительная скорость).

Аналогичным образом распределяется мощность в трансмиссиях некоторых колесных машин (рис. 85, схема II). Привод водоходного движителя здесь также имеет постоянное передаточное число, так как мощность на водоходный движитель отбирается от промежуточного вала коробки передач. Оба трансформатора крутящего момента — коробка передач и двухступенчатая раздаточная коробка — расположены за точкой разветвления потока мощности, поэтому $u_B = \text{const}$, $u_0 = \text{var}$.

В отличие от предыдущих схем в трансмиссиях части гусеничных машин (рис. 85, схемы III, IV) точки разветвления потока мощности расположены после трансформатора крутящего момента — в раздаточной коробке и редукторах соответственно. Водоходный и гусеничный движители этих машин связаны между собой кинематически неизменно, а передаточные числа приводов движителей могут изменяться только одновременно и в одинаковой степени, т. е. $u_B = \text{var}$, $u_0 = \text{const}$. Распределение мощности по движителям у этих машин не регулируется и зависит от постоянной величины для данной машины u_0 и характеристик движителей — зависимостей моментов сопротивления вращению

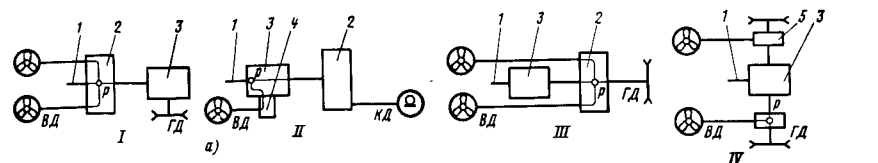


Рис. 85. Схемы трансмиссий плавающих машин: а — класса CV; б — класса VC; I, III, IV — гусеничные машины; II, V, VI — колесные машины; 1 — ведущий вал; 2 — раздаточная коробка; 3 — коробка передач; 4 — коробка отбора мощности; 5 — редуктор; ВД, КД, ГД — соответственно водоходный, колесный, гусеничный движители; р — точка разветвления потока мощности по движителям

в воде $M_B(n_B)$, $M_T(n_T)$. Трансформатор крутящего момента этих трансмиссий позволяет согласовать лишь суммарные затраты мощности на работу двигателей с характеристикой двигателя.

В трансмиссиях ряда колесных плавающих машин (рис. 85, схемы V, VI) поток мощности разветвляется также после основного трансформатора крутящего момента (коробки передач) — в раздаточной коробке или в коробке отбора мощности. Но в отличие от схем III, IV в схемах V, VI трансмиссий между водоходным и колесным двигателями находятся двухступенчатые раздаточные коробки — дополнительные трансформаторы крутящего момента. Переключение передач в раздаточных коробках обеспечивает переменное передаточное число от водоходного к колесному двигателю. Важно отметить, что наличие лишь двух ступеней, малый их диапазон (обычно не более 2,0) и невозможность переключения ступеней раздаточной коробки на ходу практически делают эти трансмиссии одинаковыми по свойствам с трансмиссиями, выполненными по схемам III, IV, поэтому для схем V, VI также $u_B = \text{var}$, $u_0 = \text{const}$.

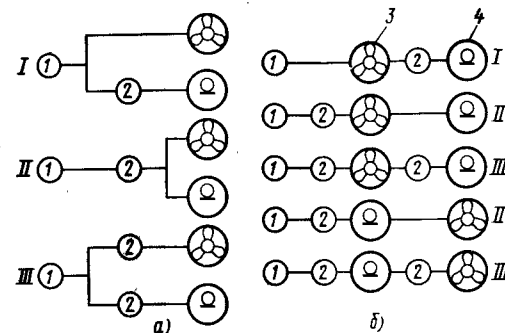
Приведенные на рис. 85 схемы трансмиссий различных машин можно разделить на два класса. Первый составляют трансмиссии машин со схемами I и II, для которых $u_B = \text{const}$, $u_0 = \text{var}$. Обозначим этот класс CV. Ко второму классу — VC — относятся трансмиссии машин со схемами III — VI, для которых $u_B = \text{var}$, $u_0 = \text{const}$.

Трансмиссии третьего класса — VV, которые обеспечивают $u_B = \text{var}$, $u_0 = \text{var}$, применяются на машинах реже, чем трансмиссии CV и VC, так как это связано со значительным усложнением и удорожанием конструкции. Трансмиссии класса VV обычно гидрообъемные или электрические, позволяющие изменять соотношение мощностей двигателей в широких пределах путем регулирования подачи насосов, коммутации электродвигателей и других элементов.

Трансмиссии VV позволяют наиболее рационально использовать мощность двигателя и возможности сухопутного и водоходного двигателей при одновременной работе в самых различных условиях движения. Плавающие машины с трансмиссией VV обладают более высокой проходимостью на водных преградах, чем с трансмиссиями CV и VC. Наиболее полно условиям эксплуатации на водных преградах будет удовлетворять автоматическая трансмиссия VV с непрерывным изменением передаточных чисел приводов двигателей, которая обеспечивает оптимальное распределение мощности как по двум группам разнотипных двигателей (сухопутным и водоходным), так и по элементам сухопутного двигателя, например по мостам или отдельным колесам.

На рис. 86 представлены возможные принципиальные схемы трансмиссий с переменным передаточным числом привода сухопутного двигателя. Схемы трансмиссий с неизменным u_K или u_T не рассматриваются, так как они могут иметь очень ограниченное применение лишь на узкоспециализированных плавающих машинах.

Рис. 86. Принципиальные схемы трансмиссий машин: а и б — соответственно с параллельным и последовательным соединением двигателей; I — класс CV; II — класс VC; III — класс VV; 1 — двигатель; 2 — трансформатор крутящего момента; 3 — водоходный двигатель; 4 — сухопутный двигатель



Возможны схемы трансмиссий с параллельным (рис. 86, а) и последовательным (рис. 86, б) соединением двигателей. Каждый из этих двух случаев представлен трансмиссиями трех классов: I — CV, II — VC, III — VV. Трансмиссии VC с последовательным соединением двигателей при $u_0 = 1$ соответствуют машинам без специальных водоходных двигателей, на которых для передвижения по воде используются сухопутные двигатели.

Схемы трансмиссий с последовательным соединением двигателей имеют существенные недостатки, из-за которых не применяются на плавающих машинах универсального назначения. Применение этих схем может быть оправдано их простотой в случаях эксплуатации машин на небольших водных участках, где раздельная работа сухопутного и водоходного двигателей нецелесообразна.

7.4. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ВОДНОЙ ПРЕГРАДЫ

Для работы плавающих машин на водных участках (особенно в сложных условиях) характерны частые изменения режима движения — величины и направления скорости, передаточных чисел трансмиссии, нагрузки двигателя, включения и выключения сухопутного и водоходного двигателей. Это связано с входом в воду, разгоном, торможением и маневрированием на плаву, движением по мелководью (броду) с преодолением уклонов дна и выходом из воды. Динамические качества машины при движении в различных условиях обычно оценивают с помощью тяговой или динамической характеристики по предельным скоростям, ускорениям и т. д. С развитием методов математического моделирования появилась возможность оценивать эксплуатационные качества машины в комплексе при использовании их в определенных районах [5, 6]. Преимущество этого подхода заключается в возможности получения таких характеристик машины, которые непосредственно отвечают ее функциональному назначению и, кроме того, связаны с условиями движения. Системный подход к оценке качеств машин еще не получил широкого распространения в практике конструирования машин по ряду причин. В частности, многие вопросы взаимодействия в системе

местность—машина разработаны недостаточно для получения точных оценок. Кроме того, высока трудоемкость подготовки расчетов характеристик машин на ЭВМ. Поэтому используются и более простые методы оценки эксплуатационных качеств машин.

Оценка динамических качеств машин при прямолинейном и криволинейном движении на плаву рассмотрена выше. Показатели динамических качеств на суше рассчитываются обычными методами теории прямолинейного движения и поворота сухопутных колесных и гусеничных машин. Поэтому ниже рассмотрена только методика тягово-динамического расчета в специальном, но очень характерном для работы плавающих машин на водном участке случае — при движении по воде с одновременным включением водоходного и сухопутного движителей при контакте последнего с грунтом. Этот расчетный случай отражает особенности входа в воду, выхода на берег и движения по мелководным участкам водной преграды, когда осадка по движителям превышает глубину воды. При этом необходимо учесть ряд особенностей этого режима движения.

1. Сопротивление воды зависит как от глубины воды (изменяется площадь погруженного сечения машины, эффект близости дна), так и от совместной работы движителей. Все эти факторы влияют на взаимодействие машины с водой.

2. Тяговые характеристики сухопутного и водоходного движителей в воде зависят, во-первых, от глубины погружения под воду, т. е. от глубины воды, и, во-вторых, от их взаимного влияния, которое приводит к потерям суммарной тяги по сравнению с раздельной работой.

3. Сила тяги сухопутного движителя при качении по грунту зависит от глубины воды, так как меняются сила плавучести и нормальная реакция грунта. При изменении свойств подводного грунта закономерности изменения глубины колеи, сцепления и сопротивления качению будут отличаться от аналогичного случая на суше, где нормальная реакция грунта примерно постоянна. Например, при уменьшении несущей способности грунта на суше глубина колеи увеличится так, что установится новый равновесный режим качения при постоянной вертикальной нагрузке на движитель. В случае же движения машины по мелководью глубина колеи, нормальная реакция грунта, сцепление и сопротивление качению будут определяться как изменением свойств грунта по глубине, так и упругими силами в подвеске и зависимостью силы плавучести от осадки машины.

4. На совместную работу сухопутного и водоходного движителей значительно влияет схема трансмиссии машины, которая определяет способ распределения мощности двигателя по движителям (см. разд. 7.3).

5. В рассматриваемом случае движения нельзя не учитывать буксование (юз) колесного движителя, как это принято при построении динамической характеристики автомобиля, движущегося по суше.

Упрощенный тягово-динамический расчет машины может быть проведен с использованием динамической характеристики машины при учете сформулированных выше особенностей.

Удобство использования динамической характеристики для оценки тягово-динамических качеств машин определяется тем, что удается разделить все факторы, влияющие на движение, на две группы: 1) конструктивные факторы и силы, однозначно связанные со скоростью движения; 2) факторы, зависящие от условий движения. Факторы первой группы учитывают при построении динамической характеристики, поэтому возможные режимы движения определяются в зависимости только от факторов второй группы.

Для построения динамической характеристики плавающих машин необходимо также разделить все факторы на две аналогичные группы. В первую дополнительно входят: сопротивление воды (сопротивлением воздуха пренебрегают ввиду невысоких скоростей движения), затраты мощности на вращение колес в воде и работу водоходного движителя, сила тяги обоих движителей в воде. Состав второй группы тот же, что и в случае движения по суше.

Динамическая характеристика зависит от глубины воды, по которой движется машина, так как глубина определяет сцепной вес, площадь поперечного сечения погруженной в воду части (следовательно, и сопротивление воды), условия нормальной работы водоходного движителя. Поэтому динамическая характеристика может быть построена для определенной глубины воды. Изменение глубины воды приводит к необходимости построения целого семейства характеристик.

Динамический фактор выражается формулой

$$D = (T + P_{в.к} - R_x) / N.$$

Сила тяги T при движении без буксования колес подсчитывается по следующей формуле:

$$T = (M_e u_k - M_k - M_{в.к} u_0 / \eta_k) / r_d.$$

Отсутствию буксования отвечает уравнение связи частоты вращения вала двигателя со скоростью машины

$$v = 2\pi r_k n_e / u_k. \quad (83)$$

Пример динамической характеристики на двух различных глубинах приведен на рис. 87. Сплошные линии D_I , D_{II} , D_{III} соответствуют большей глубине, штриховые — меньшей. На большей глубине нормальная реакция грунта составляет 40%, а на меньшей — 70% веса машины. Динамические характеристики построены для первой, второй и третьей передач в предположении отсутствия буксования колес, когда v и n_e связаны соотношением (83). Сила тяги водоходного движителя в этом случае также однозначно связана со скоростью. При буксовании эти связи нарушаются, и динамическая характеристика будет иной.

На рис. 87 кривые D'_{70} , D'_{40} представляют наибольший возможный динамический фактор при полном использовании сцепления колес с грунтом соответственно для меньшей и большей глубин

$$D' = f + \varphi + (P_{в.к} - R_c) / N.$$

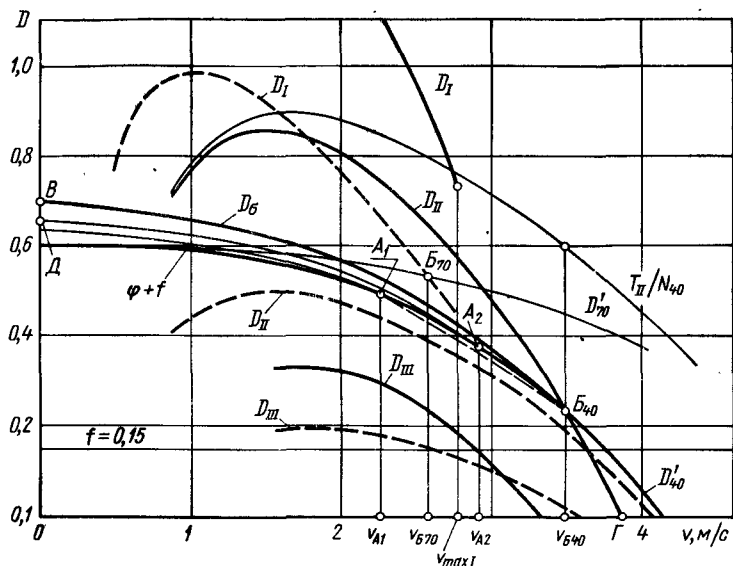


Рис. 87. Динамическая характеристика плавающей машины: сплошные линии — глубина воды 1,04 м; штриховые линии — 0,82 м

Если колесный и водоходный движители связаны кинематически неизменно, то D' не зависит от ступени в коробке передач. Рис. 87 соответствует этому случаю. В зависимости от соотношения $P_{в.к}(v)$ и $R_c(v)$ величина D' может быть больше или меньше ($f + \varphi$). В данном примере $f + \varphi = 0,6$, $P_{в.к} < R_c$ во всем диапазоне изменения скорости, и поэтому D' не превышает ($f + \varphi$). Для рассматриваемых глубин $D'_{70} > D'_{40}$ из-за меньшего сопротивления воды на меньшей глубине. При отсутствии буксования колес можно считать, что машина движется только с помощью колесного движителя в воде с сопротивлением $R_c - P_{в.к}$. Расстояние между кривой удельной окружной силы на колесах (для второй передачи на большей глубине, например) T_{II}/N_{40} и соответствующей кривой D_{II} равно расстоянию между горизонталью ($f + \varphi$) и кривой D_{40} при одинаковой скорости машины и определяет ту часть коэффициента сцепления, которая используется для преодоления сопротивления движению $R_c - P_{в.к}$. При этом остается неиспользованная часть коэффициента сцепления φ , соответствующая расстоянию между кривой D'_{40} и горизонталью f . Буксование начнется тогда, когда к колесам будет подведен момент, достаточный для полного использования оставшейся части φ . Этому условию отвечает точка B_{40} пересечения кривых D_{II} и D'_{40} . Отрезок ($D'_{40} - f$) соответствует оставшейся неиспользованной части коэффициента сцепления, а отрезок ($D_{II} - f$) — той части удельной окружной силы, которая может быть затрачена на создание силы тяги. Точка B_{40} лежит на одной вертикали с точкой пересечения кривой T_{II}/N_{40} с горизонталью ($f + \varphi$).

Из рис. 87 следует, что на большей глубине колеса буксуют

во всем диапазоне скоростей на первой передаче и при $v < v_{B_{40}}$ — на второй передаче. На меньшей глубине буксование колес возможно только на первой передаче при $v < v_{B_{70}}$.

Для построения динамической характеристики в случае буксования колес можно рассмотреть, например, точки A_1 и A_2 на кривой D'_{40} , соответствующие скоростям v_{A_1} и v_{A_2} (см. рис. 87). Для точки A_i , $i = 1; 2$

$$D'_{40 A_i} = f + \varphi + [P_{в.к}(n_{кi}, v_{A_i}) - R_c(v_{A_i})]/N_{40},$$

где $n_{кi} = n_e/u_{кi}$ — частота вращения колес, соответствующая скорости v_{A_i} . При движении с буксованием связи (83) между n_e (или $n_{кi}$) и скоростью нет. Машина может двигаться при одинаковой частоте $n_{к2}$, например, $n_{к2}$ с любой скоростью из диапазона ($0 - v_{A_2}$). Скорости больше v_{A_2} соответствуют движению юзом и изменению направления продольной реакции грунта на противоположное. Динамический фактор при буксовании с частотой вращения $n_{к2}$ при скорости v_{A_1} можно подсчитать по отношению

$$D_{\sigma A_1} = f + \varphi + [P_{в.к}(n_{к2}, v_{A_1}) - R_c(v_{A_1})]/N_{40}.$$

$D_{\sigma A_1} > D'_{40 A_1}$, так как сила тяги $P_{в.к}$ растет с увеличением $n_{к}$. Следовательно, для произвольной точки A кривой D'_{40} , лежащей левее точки B_{40} , кривая зависимости динамического фактора D_{σ} от скорости движения будет расположена выше аналогичной кривой, построенной для любой точки слева от рассматриваемой точки A . Наибольший динамический фактор D_{σ} при буксовании в диапазоне скоростей ($0 - v_{B_{40}}$) будет при движении с наибольшей возможной частотой вращения колес, соответствующей скорости $v_{B_{40}}$. Таким образом, динамическая характеристика машины на глубине, при которой $N/G = 0,4$, на второй передаче представляет собой кривую, состоящую из двух участков: для движения с буксованием колес — $B_{B_{40}}$ и без буксования $B_{40}G$. Динамическая характеристика на этой же глубине на первой передаче будет одинакова с динамической характеристикой на второй передаче, построенной для $n_{к}$, соответствующей максимальной скорости машины на первой передаче v_{max1} . Движение на первой передаче в данных условиях нецелесообразно, так как динамический фактор будет меньше, чем на второй передаче, — скорость $v_{B_{40}} > v_{max1}$ и $n_{к B_{40}} > n_{к max1}$.

Если зависимость $P_{в.к}(n_{к})$ не монотонная, а имеет максимум, например, при $n_{к2}$, то для скоростей, меньших v_{A_2} , действует то же правило, что и при монотонной зависимости $P_{в.к}(n_{к})$ во всем диапазоне скоростей ($0 - v_{B_{40}}$). Пусть $P_{в.к}(n_{к B_{40}}) = P_{в.к}(n_{к1}) < P_{в.к}(n_{к2})$. Тогда динамическая характеристика при буксовании, проведенная из точки B_{40} штриховой линией, пройдет ниже кривой D'_{40} на участке $B_{40}A_1$, пересечет кривую D'_{40} в точке A_1 и в диапазоне скоростей ($0 - v_{A_1}$) будет совпадать с динамической характеристикой, проведенной из точки A_1 . Для любой точки кривой D'_{40} на участке $B_{40}A_2$ динамическая характеристика будет лежать ниже точки A_2 и пересекать D'_{40} на участке A_1A_2 . Таким образом, в случае зависимости $P_{в.к}(n_{к})$ с максимумом при $n_{к} = n_{к2}$ динамическая характеристика будет

состоять из трех участков: DA_2 и A_2B_{40} при движении с буксованием и $B_{40}Г$ при движении без буксования. Причем на участке DA_2 машина движется с постоянной частотой вращения колес, соответствующей v_{A_2} , а на участке A_2B_{40} — с переменной, определяемой из соотношения (83) с учетом равенства $n_k = n_e/u_k$. С изменением коэффициента сопротивления качению f точка B_{40} перемещается по кривой D_{II} вверх при увеличении f и вниз — при уменьшении.

Из приведенных на рис. 87 динамических характеристик следует, что на обеих глубинах машина развивает наибольшую скорость на второй передаче — абсциссы точек пересечения кривых D_{II} с горизонталью f . Причем в данном случае эти скорости оказались одинаковыми. При меньших f максимальная скорость машины будет выше на меньшей глубине, а при больших f — на большей глубине.

Построенные динамические характеристики дают возможность оценить ускорения машины. Ускорение \ddot{x} определяется с учетом инерции воды

$$\ddot{x} = (D_{II} - f)N_{40}/(\delta m + \lambda_{11}),$$

где D_{II} определяется по кривой $B_{40}Г$; δ — коэффициент учета вращающихся масс машины; λ_{11} — присоединенная масса воды на данной глубине. При буксовании машина движется с постоянной частотой вращения колес, например, соответствующей скорости $v_{B_{40}}$, и ускорение \ddot{x}_σ определяется по величине D_σ (кривая BB_{40}) следующим образом:

$$\ddot{x}_\sigma = (D_\sigma - f)N_{40}/(m + \lambda_{11}).$$

Очевидно, что ускорение $\ddot{x}_\sigma > \ddot{x}$ при одинаковом динамическом факторе, так как $\delta > 1$. Так, в точке B_{40} ускорения будут различными (слева и справа B_{40}) в результате неодинаковой степени использования сцепных возможностей грунта. Ускорения могут быть одинаковыми в точке B_{40} при условии полного использования сцепных возможностей грунта. Представив δ в виде $\delta = 1 + a$, где a учитывает влияние вращающихся деталей машины (маховик с деталями двигателя, трансмиссия, колесный и водоходный движители), динамический фактор можно записать в виде

$$D_{II} = f + \ddot{x}(m + \lambda_{11})/N_{40} + \ddot{x}am/N_{40}.$$

Последнее слагаемое равно части динамического фактора, которая идет на разгон вращающихся деталей машины. Причем эта часть динамического фактора реализуется без использования сцепления колес с грунтом. Если увеличить D_{II} на величину $\ddot{x}am/N_{40}$, то сцепные возможности грунта будут использованы полностью и ускорение в зоне отсутствия буксования (правее точки B_{40}) будет равно ускорению \ddot{x}_σ в зоне буксования (левее точки B_{40}).

Динамическая характеристика позволяет оценивать преодолеваемые уклоны берега и дна. При движении без буксования вид динамической характеристики не зависит от угла продольного уклона a , в случае же буксования — зависит. На рис. 87 представлена динамическая характеристика для $a = 0$, состоящая

из двух участков BB_{40} и $B_{40}Г$, соответствующих движению с буксованием и без буксования колес. Ввиду того, что значения T_{II}/N_{40} , $(P_{вк} - R_c)/N_{40}$ не зависят от a , D_{II} также не зависит от a . Поэтому участок динамической характеристики для уклона a , отвечающий движению без буксования, будет частью кривой $B_{40}Г$. Точку B_{a40} начала буксования колес на уклоне a можно найти из условия равенства окружной силы на колесах своему наибольшему возможному значению по сцеплению $(\varphi + f)N_{40} \cos a$. Динамическая характеристика строится в долях нормальной реакции грунта, поэтому $\cos a$ надо отнести к $(\varphi + f)$ и считать, что машина движется по горизонтальному дну с $(\varphi + f)\cos a$, хотя физические свойства грунта не изменились. На рис. 88 показаны кривые T_{II}/N_{40} , D_{II} , D'_{40} для большей глубины и прямые $(\varphi + f)$ и f , аналогичные с рис. 87. Слева от оси D построена зависимость $(\varphi + f)\cos a$ — линия LM . Определение скорости v_{Ba} и точки B_{a40} начала буксования на уклоне a (точка T) ясно из построения (см. рис. 88). Зависимость наибольшего возможного динамического фактора при полном использовании сцепления колес с грунтом D'_{a40} от скорости строится аналогично D'_{40} , она начинается из точки K и проходит через точку B_{a40} .

Динамическая характеристика машины изображена линией $HB_{a40}Г$. Участок HB_{a40} построен при частоте вращения колесного движителя, соответствующей скорости v_{Ba} . Скорость v_{Ba} является наибольшей скоростью, при которой еще возможно буксование колес на уклоне a , поэтому при построении динамической характеристики машины на участке буксования используется величина $n_{кBa}$, соответствующая этой скорости.

Для удобства пользования динамической характеристикой слева от оси D (см. рис. 88) построен график зависимости $f \cos a + \sin a$ (линия PE) потребного динамического фактора для преодоления уклона a . На малых уклонах (например, в точке X) точки начала буксования колес B_{a40} лежат вблизи точки B_{40} . Для скоростей движения, меньших v_{Ba} , динамическая характеристика строится описанным выше способом для частоты вращения колес $n_{кBa}$. Ордината точки B_{a40} дает максимальное значение динамического фактора при движении без буксования,

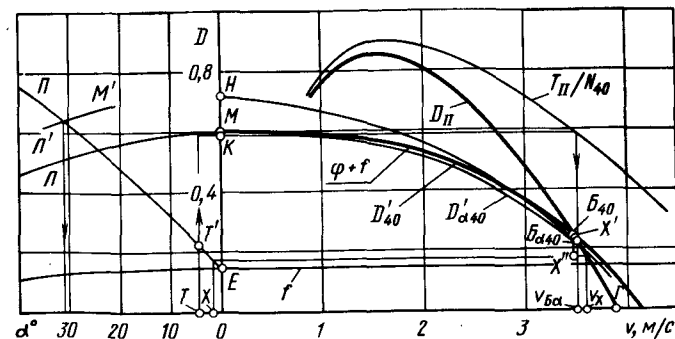


Рис. 88. Динамическая характеристика плавающей машины, преодолевающей уклон дна или берега

часть его (отрезок $X'X''$) может быть затрачена на ускорение машины. Максимальная скорость на этом уклоне равна v_x .

С увеличением уклона a при определенном значении, например, в точке T окажется, что располагаемый динамический фактор при скорости v_{Ba} равен потребному, т. е. ординаты точек T и B_{a40} равны. Тогда точка T характеризует одновременно минимальный уклон, по которому машина может двигаться только с буксованием, или максимальный уклон, по которому еще возможно движение без буксования.

Из рис. 88 следует, что машина может преодолеть наибольшие продольные уклоны с буксованием колес при малых скоростях движения. Преодолеваемый уклон определится из соотношений

$$(\varphi + f) \cos a = T_{II}/N_{40};$$

$$D'_{a40}(0) + \Delta D(0, n_{KBa}) = f \cos a + \sin a. \quad (84)$$

Первое уравнение связывает уклон a и наибольшую скорость v_{Ba} , при которой колесный движитель еще буксует. Скорость v_{Ba} связана с частотой n_{KBa} , для которой строится динамическая характеристика на участке буксования. Второе уравнение выражает условие равенства динамического фактора при $v = 0$ потребному для преодоления уклона a . Здесь D'_{a40} — динамический фактор при полном использовании сцепных возможностей колес $D'_{a40} = (f + \varphi) \cos a$; $\Delta D(0, n_{KBa})$ — дополнительная величина, обусловленная работой водоходного движителя и силой тяги колесного движителя в воде при частоте n_{KBa} в швартовном режиме (отрезок KN для v_{Ba} на рис. 88). Если считать ΔD постоянной величиной, соответствующей определенной n_K , например, для фиксированной точки v_{Ba} , то определение преодолеваемого уклона упростится. В этом случае a найдется как проекция точки пересечения линии PE с линией $L'M'$, отстоящей от LM по вертикали на расстоянии $\Delta D(0, n_{KBa})$ (см. рис. 88).

Уравнения (84) позволяют определять не только преодолеваемый машиной уклон берега или дна, но и величину дополнительной внешней силы, необходимой для преодоления заданного уклона.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. — М.: Машиностроение, 1972. — 184 с.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. Теория общих конструктивных решений. — М.: Машиностроение, 1980. — 207 с.
3. Алферьев М. Я. Теория корабля (плавучесть, остойчивость, непотопляемость и спуск на воду). Изд. 2-е. — М.: Транспорт, 1972. — 445 с.
4. Басин А. М. Ходкость и управляемость судов. — М.: Транспорт, 1977. — 455 с.
5. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. Моделирование движения автомобиля. — Киев: Вища школа, 1978. — 168 с.
6. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность—машина. — М.: Машиностроение, 1973. — 520 с.
7. Благовещенский С. Н., Холодилии А. Н. Справочник по статике и динамике корабля. Статика корабля. — Л.: Судостроение, 1976. — 335 с.
8. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Изд. 2-е, пер. и доп. — Л.: Судостроение, 1973. — 511 с.
9. Давыдов Н. Г., Степанов А. П. Дифференциальные уравнения криволинейного движения плавающих машин на воде. — Тр. МАДИ, 1979, вып. 166, с. 85—89.
10. Давыдов Н. Г., Степанов А. П. Экспериментальные исследования некоторых параметров управляемости плавающих машин. — Тр. МАДИ, 1979, вып. 166, с. 90—95.
11. Динамика планетохода / Под ред. Б. Н. Петрова, А. Л. Кемурджиана. — М.: Наука, 1979. — 440 с.
12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Изд. 2-е, пер. и доп. — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с.
13. Куликов С. В., Храмкин М. Ф. Водометные движители. Изд. 3-е, пер. и доп. — Л.: Судостроение, 1980. — 311 с.
14. Павлеико В. Г. Маневренные качества речных судов. Управляемость судов и составов. — М.: Транспорт, 1979. — 183 с.
15. Павлеико В. Г. Элементы теории судовождения на внутренних водных путях. Инерционные качества речных судов и составов. — М.: Транспорт, 1971. — 144 с.
16. Папир А. Н. Водометные движители малых судов. — Л.: Судостроение, 1970. — 254 с.
17. Работа автомобильной шины. Под ред. В. И. Киороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
18. Солوماتин П. А., Степанов А. П. Математическое моделирование процесса выхода плавающего автомобиля на берег. — Тр. МАДИ, 1979, вып. 166, с. 69—74.
19. Солوماتин П. А., Степанов А. П. Расчетная схема и дифференциальные уравнения движения плавающего автомобиля при выходе на берег. — Тр. МАДИ, 1979, вып. 166, с. 60—68.

20. Цурбан А. И. Определение маневренных элементов судна. — М.: Транспорт, 1977. — 125 с.

21. Deprez M. Transmission hydrostatique appliquee aux engins MAF. Conception et development. — Ingenieurs de l'automobile, 1979, N 1, p. 43—48.

22. Ehrlich J. R. Water propulsion. — Armor, 1973, vol. 82, N 1—2, p. 25—27.

23. Ehrlich J. R., Kamm J. O., Worden G. Water performance of amphibious vehicles. Part 1. Drag and water speeds. — Journal of Terramechanics, 1970, vol. 7, N 2, p. 6—102.

24. Ehrlich J. R., Kamm J. O., Worden G. Water performance of amphibious vehicles. Part 2. Propulsion and maneuverability. — Journal of Terramechanics, 1970, vol. 7, N 3—4, p. 69—99.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Общие вопросы конструирования	5
1.1. Схема процесса проектирования	8
1.2. Общая компоновка	8
2. Плавучесть	18
2.1. Обеспечение плавучести	18
2.2. Расчет водоизмещения и характеристик плавучести	19
2.3. Расчет реального положения ватерлинии и статического запаса плавучести	25
2.4. Теоретический чертеж корпуса	27
2.5. Конструкции корпусов	31
3. Остойчивость	33
3.1. Расчет при малых наклонениях	33
3.2. Использование метода начальной остойчивости	37
3.3. Расчет при больших наклонениях	44
3.4. Диаграммы остойчивости	48
4. Непотопляемость	50
4.1. Расчет непотопляемости машин	51
4.2. Оценка возможности движения машин по воде при повреждении корпуса	56
4.3. Водоотливные устройства	64
5. Ходкость	69
5.1. Силы и моменты, действующие на машину при движении по воде	70
5.2. Водоходные движители и их расчет	98
6. Управляемость	128
6.1. Схемы движительно-рулевых комплексов	129
6.2. Особенности циркуляции плавающих машин	134
6.3. Силы и моменты, действующие на машину на режиме циркуляции	140
7. Проходимость плавающих машин при преодолении водного участка	144
7.1. Анализ выхода на берег плавающей машины методами статки	147
7.2. Математическое моделирование динамики выхода на берег плавающей машины	158
7.3. Анализ совместной работы сухопутного и водоходного движителей	176
7.4. Тягово-динамический расчет плавающей машины при преодолении водной преграды	185
Список литературы	193

М. Г. РЕДЬКИН

ПЛАВАЮЩИЕ
КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ
МАШИНЫ

Scan: Андрей Мятлишкин (amyat.narod.ru)

ВОЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИНИСТЕРСТВА ОБОРОНЫ СССР
МОСКВА — 1966

УДК 623.438.7(023)

1-12-4-4
160—66

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия, направляя усилия советского народа на успешное построение коммунистического общества, уделяет неослабное внимание повышению мощи наших Вооруженных Сил, их постоянной боевой готовности к отпору империалистическим агрессорам.

Большие задачи по укреплению оборонной мощи Советского Союза определены XXII съездом нашей партии.

Важным условием боевой готовности является глубокое знание военнослужащими боевой техники и мастерское ее использование.

Бурное развитие военной техники и вооружения предъявляет все более высокие требования к совершенствованию своих знаний воинами Советской Армии и Военно-Морского Флота.

За время, прошедшее с момента выхода в свет первого издания книги, создано значительное количество новых конструкций плавающих колесных и гусеничных машин на базе использования достижений науки и техники, внесших много нового в теоретические положения и конструктивные решения. Расширился также круг вопросов, выдвигаемых практикой и требующих освещения на страницах печати.

В связи с этим содержание книги при подготовке ко второму изданию было подвергнуто значительному пересмотру, в книгу внесен ряд дополнений и изменений, отражающих все новейшие достижения в развитии конструкций плавающих колесных и гусеничных машин.

Главы II, III и IV дополнены описанием некоторых типов новых плавающих машин, машин с газотурбинными двигателями и двигателями непосредственного впрыска; при этом сохранено описание некоторых рассмотренных ранее машин, представляющих собой самостоятельный тип или характеризующих определенный этап в их развитии.

Впервые рассматриваются схемы конструкций новых плавающих машин — автопоездов с активными и пассивными прицепными звеньями, переламывающегося автомобиля, а также схемы конструкций плавающих автомобилей, применяемых в качестве инженерных средств, и др.

В главе V описаны принципы движения машин на подводных крыльях и аппаратов на воздушной подушке, позволяющих значительно увеличить скорость движения на воде.

При переработке книги автор учел высказанные читателями замечания и пожелания, за что выражает всем откликнувшимся на его труд глубокую признательность.

Книга рассчитана на широкий круг читателей, и прежде всего на водителей плавающих машин. Большую пользу для себя извлечет из нее каждый, кто захочет ознакомиться с основами теории и конструкции плавающих колесных и гусеничных машин.

ВВЕДЕНИЕ

В ходе боевых действий войскам довольно часто приходится переправляться через реки, озера и другие водные преграды. Эти преграды затрудняют войскам ведение боевых действий, так как для их преодоления требуются значительные усилия.

Современные плавающие гусеничные и колесные машины, обладающие такими качествами, как плавучесть, устойчивость, относительно высокая скорость движения на воде (ходкость) и поворотливость, способны передвигаться и по суше и по воде.

Первым научным обобщением накопленных практикой сведений о природе и свойствах тел, погруженных в воду, считается трактат Архимеда «О плавающих телах», написанный за 250 лет до нашей эры.

В XV—XVII вв. идеи Архимеда были развиты в работах Леонардо да Винчи, Галилея, Паскаля и Ньютона, представлявших собой отдельные исследования в области науки о плавании тел, но их исследования носили чисто описательный характер и не всегда отражали сущность тех или иных явлений.

Крупнейший вклад в изучение основ плавучести, устойчивости, поворотливости и скорости движения по воде внес почетный член Петербургской академии наук Л. Эйлер (автор труда «Корабельная наука», изданного в середине XVIII в.). Вопросы о сопротивлении воды движению тел глубоко изучил и обосновал член Петербургской академии наук Д. Бернулли. Выведенное им уравнение, устанавливающее связь между давлением и скоростью в потоке жидкости, до сих пор служит основой расчетов движения жидкости.

Выдающиеся советские ученые Н. Жуковский, А. Крылов, В. Поздюнин и их ученики обогатили науку о плавании тел новыми выдающимися открытиями.

Обычно плавающие машины разрабатываются на базе

стандартных моделей сухопутных (неплавающих) машин или с использованием их агрегатов. Это дает возможность применять уже проверенные опытом эксплуатации агрегаты и базировать их выпуск на уже отработанной технологии производства. Однако устанавливаемые в плавающих машинах агрегаты и механизмы сухопутных машин из-за специфичности требований, предъявляемых к их габаритным и весовым параметрам, к герметичности и др., подвергаются серьезным изменениям.

Плавающие машины, имея много общего с сухопутными, все же существенно отличаются от сухопутных. Водонепроницаемый корпус, водородный (водяной) движитель, создающий тягу при движении на воде, водооткачивающие средства, волноотражательный щит — вот далеко не полный перечень специальных устройств плавающих машин.

Устройство и работа агрегатов плавающих машин, общих с агрегатами сухопутных машин, рассматриваются в книге не в полном объеме. С большей подробностью рассказывается о способности колесных и гусеничных машин перемещаться по воде, о назначении, устройстве и конструктивных особенностях основных специальных агрегатов и механизмов, а также об устройстве и конструктивных особенностях отдельных агрегатов и механизмов сухопутных машин, устанавливаемых в плавающих машинах.

ГЛАВА I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПЛАВАНИЯ МАШИН

Автомобиль с большой скоростью движется по дороге. На его пути встречается широкая глубокая река. Он быстро входит в воду и стремительно пересекает реку.

Казалось бы, машины, изготовленные из металла, должны тонуть. Но они не тонут, а легко переплывают реку. Что придает этим машинам такое чудесное свойство — возможность двигаться по земле и на воде?

Плавающая машина сохраняет почти все свойства сухопутной машины, поэтому она легко передвигается на суше, а для того чтобы гусеничные и колесные машины свободно плавали на воде и были безопасны в эксплуатации, они должны обладать основными водоходными качествами: плавучестью, остойчивостью, скоростью движения на воде, поворотливостью и др.

Плавучесть

Под плавучестью понимается способность машины плавать на воде с необходимой нагрузкой и сохранять при этом определенную осадку.

Известно, что тело, изготовленное из материалов, удельный вес которых меньше удельного веса воды, всегда плавает, так как его вес меньше веса воды, вытесненной объемом тела. Что же требуется для плавания тела, изготовленного из материала, удельный вес которого больше удельного веса воды?

Плавучесть всякого тела объясняется открытым за 250 лет до нашей эры законом: «На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной телом». Этот закон гениального древнегреческого ученого Архимеда, названный по имени его первооткрывателя, стал основой, на которой развилась вся водоплавающая техника.

Допустим, понтон прямоугольной формы длиной 7 м и шириной 3 м под действием веса углубился на 1 м. Значит, объем вытесненной этим телом воды будет $7 \times 3 \times 1 = 21 \text{ м}^3$. Каждый кубический метр пресной воды весит одну тонну (1000 кг). Поэтому полный вес воды, вытесненной понтоном, составит 21 т.

Машина, изготовленная из материалов, удельный вес которых больше удельного веса воды, будет плавать, если придать ей такие размеры и форму, а затем рассчитать ее вес так, чтобы он был равен весу воды, вытесненной погруженной в воду частью машины.

Объем погруженной в воду части машины, называемый объемным водоизмещением, служит мерой плавучести и измеряется в кубических метрах. Вес воды D в объеме погруженной в воду части машины называется **весовым водоизмещением** (или **водоизмещением**) и измеряется в тоннах.

Объемное водоизмещение машины подсчитывается по теоретическому чертежу.

Если бы форма машины была прямолинейной (как и форма понтона), то для определения водоизмещения ее подводной части достаточно было бы перемножить длину, ширину и углубление. Но поскольку подводная поверхность машины имеет разную форму, водоизмещение ее меньше прямоугольного параллелепипеда, имеющего те же размеры, что и машина. Для оценки степени полноты подводной части без выступающих частей вводится коэффициент общей полноты δ , показывающий, какую часть этого параллелепипеда составляет водоизмещение машины.

Следовательно, приближенно объемное водоизмещение подсчитывают по формуле

$$W = \delta LBT,$$

где δ — коэффициент полноты водоизмещения машины;

L — длина машины, м;

B — ширина машины, м;

T — углубление машины, м.

Величина коэффициента δ зависит от типа машины и для плавающих машин составляет 0,7—0,85.

На машину, полупогруженную в воду, действуют следующие силы (рис. 1).

1. Результирующая сила веса всех частей машины (корпуса, двигателя, силовой передачи, ходовой части и т. п.), которую называют **весом машины** и обозначают буквой P . Сила P приложена в центре тяжести машины и

при любом ее положении направлена вертикально вниз. Она стремится погрузить машину в воду. Центр тяжести машины при всех возможных наклонах ее никогда не меняет своего положения, если только грузы в ней не перемещаются. Центр тяжести обозначается буквами *Ц. Т.*

2. Равнодействующая всех сил давления воды на смоченную поверхность машины называется **поддерживающей силой** или **силой плавучести**. Ее обозначают буквой *D*. Она

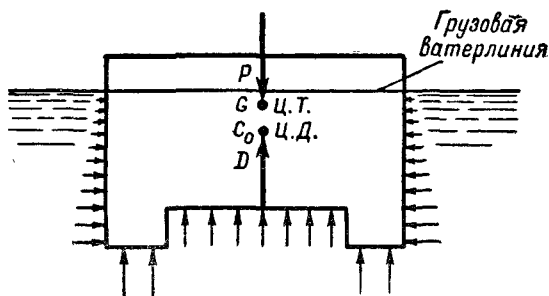


Рис. 1. Силы, действующие на плавающую машину

складывается из сил давления воды (на рис. 1 силы показаны стрелками), действующих на каждую гочку подводной части машины перпендикулярно к ее поверхности. Каждая из этих сил тем больше, чем глубже погружена точка, к которой она приложена. Суммарная поддерживающая сила согласно закону Архимеда равна весу вытесняемого машиной объема воды, т. е.

$$D = \gamma W,$$

где γ — объемный вес воды, t/m^3 ;

W — подводный объем, m^3 .

Поддерживающая сила всегда направлена вертикально вверх и приложена в центре тяжести вытесненного машиной объема воды. Точку приложения этой силы принято называть **центром давления** (*Ц. Д.*) или центром водоизмещения (*Ц. В.*). Центр давления меняет свое место в зависимости от формы подводной части машины и всегда перемещается в сторону наклона машины.

Для плавания машины в положении равновесия необходимы два следующих условия:

1) вес воды, вытесненной машиной, должен равняться весу самой машины; если обозначить через P вес машины,

а через D — вес объема воды, вытесняемой ею, то $P = D$, или $\gamma W = P$;

2) центр тяжести и центр давления должны находиться на одной вертикальной прямой.

Водоходные (навигационные) качества машины определяются формой корпуса и характеристикой его обводов. Наружная поверхность корпуса машины представляет собой сложную поверхность, изменяющуюся по длине, ширине и высоте. Для ясного и точного представления об обводах машины создается теоретический чертеж¹. За основ-

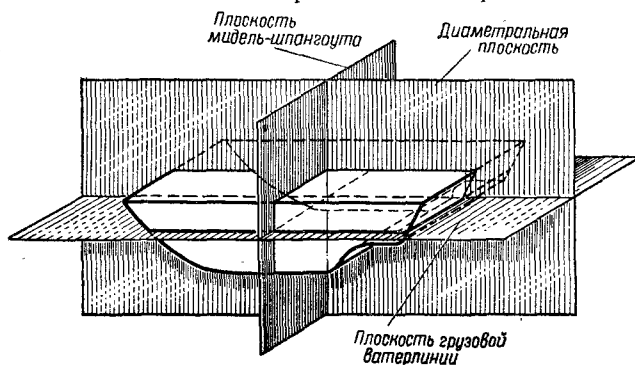


Рис. 2. Основные плоскости проекций теоретического чертежа

ные плоскости проекций теоретического чертежа принимаются следующие три взаимно-перпендикулярные плоскости (рис. 2):

1) **вертикально-продольная плоскость**, идущая вдоль машины посередине ее ширины и разделяющая машину на две симметричные части (правый борт и левый борт); эта плоскость называется **диаметральной плоскостью** и представляет собой плоскость симметрии машины;

2) **вертикально-поперечная плоскость**, проходящая посередине длины машины; эта плоскость называется плоскостью **мидель-шпангоута**²; она делит машину на переднюю (носовую) и заднюю (кормовую) части;

3) **горизонтальная плоскость**, перпендикулярная к первым двум (диаметральной и вертикально-поперечной) пло-

¹ Теоретический чертеж машины является основным чертежом, по которому определяется форма корпуса машины. На теоретическом чертеже корпус машины изображается в трех проекциях.

² Мидель — средний, шпангоут — ребро.

скостям и совпадающая с поверхностью воды в спокойном состоянии для нормально загруженной машины; она называется **плоскостью грузовой ватерлинии** (*Г. В. Л.*); эта плоскость делит машину на подводную и надводную части.

Основные размеры (размерения) машины: длина L , ширина B , высота H борта, углубление T и осадка T_0 (рис. 3).

Различают длину L , измеряемую по грузовой ватерлинии, и габаритную длину $L_{гб}$, измеряемую между крайними по длине точками корпуса машины.

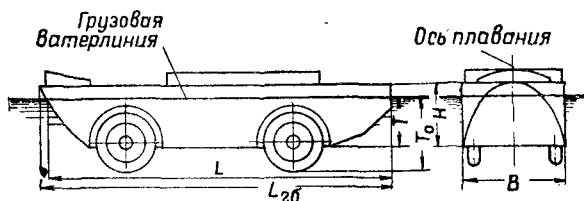


Рис. 3. Основные размеры (размерения) плавающей машины

Ширина B машины измеряется по корпусу на уровне грузовой ватерлинии. Габаритная ширина $B_{гб}$ измеряется между крайними точками машины по ширине.

Углубление T есть величина погружения в воду от *Г.В.Л.* крайних точек корпуса без учета выступающих частей (гусениц, колес, винта, руля и др.).

Осадка T_0 представляет собой величину наибольшего погружения машины с учетом выступающих частей (гусениц, опорных катков, колес, винта, руля и др.). Осадка измеряется посередине длины машины по вертикали у борта от самой нижней плоскости до плоскости грузовой ватерлинии.

При дифференте¹ машины углубление, определяемое в носовой части, обозначается буквами T_n , а углубление на корме — буквами T_k . В этом случае за среднее углубление $T_{ср}$ машины принимается среднее арифметическое носового и кормового углублений, т. е.

$$T_{ср} = \frac{T_n + T_k}{2}.$$

Высота H борта измеряется посередине длины машины по вертикали в плоскости миделя от наружной поверхности днища до плоскости верхней кромки борта.

¹ Дифферентом называются продольные наклонения машины.

Высота надводного борта F определяется разностью между высотой (H) борта и углублением (T):

$$F = H - T.$$

Вертикальная ось, нормальная (перпендикулярная) к плоскости плавания и проходящая через центр тяжести тела, называется **осью плавания**.

Отношения основных размеров корпуса машины $\left(\frac{L}{B}, \frac{B}{T}\right)$ дают представление о ее форме, а следовательно, и о зависящих от формы качественных показателях. Так, например, отношение длины машины к ширине $\left(\frac{L}{B}\right)$ влияет на величину сопротивления машины движению: с увеличением этого отношения сопротивление уменьшается. Отношение ширины машины к углублению $\left(\frac{B}{T}\right)$ характеризует остойчивость машины и, кроме того, влияет на величину сопротивления воды движению машины; с увеличением отношения $\frac{B}{T}$ остойчивость увеличивается.

Грузоподъемностью машины называется способность ее поднять определенное количество груза и погрузиться при этом в воду до грузовой ватерлинии. Грузоподъемность машины равняется разности между полным водоизмещением машины с грузом и водоизмещением порожней машины.

Если машину нагрузить сверх нормы (больше расчетного), она глубже погрузится в воду, но не потеряет плавучести. Плавучесть машины сохраняется до тех пор, пока вода не пойдет через борт внутрь корпуса. Не проницаемый для воды объем корпуса, который расположен выше грузовой ватерлинии, называется **запасом плавучести**. Под запасом плавучести понимают способность машины принять дополнительную нагрузку, оставаясь при этом на поверхности воды — на плаву. Этот объем, кроме основного корпуса, включаются и дополнительные водонепроницаемые надстройки, которые могут при внезапном увеличении осадки, обусловленном приемом груза или повреждением подводной части корпуса, компенсировать потерянную поддерживающую силу. Поэтому всякая плавающая машина должна обладать некоторым надлежащим запасом плавучести, имеющим важное значение. Этот запас зависит от условий плавания и выражается в процентах от нормального водоизмещения.

Допустим, что плавающая машина имеет нормальное водоизмещение 10 т; оставаясь на плаву, она может дополнительно принять 2 т груза. Следовательно, запас плавучести машины в данном случае будет $\frac{2 \times 100}{10} = 20\%$.

Мерой запаса плавучести является высота надводного борта: чем больше эта высота, тем больше и запас плавучести. Однако увеличение высоты надводного борта вызывает повышение центра тяжести машины, а следовательно, ухудшает остойчивость ее.

Величина запаса плавучести машины и необходимая высота ее надводного борта зависят от назначения и размеров машины, от прочности корпуса и некоторых других условий.

Поэтому, определяя запас плавучести, надо, помимо условий безопасности плавания машин, учитывать и другие факторы, анализируя их в каждом конкретном случае.

Во время эксплуатации машин загрузка их не остается постоянной. С изменением загрузки меняется и осадка машины, а следовательно, и ее водоизмещение. Так, при погрузке осадка машины увеличивается, а при разгрузке — уменьшается. Чтобы определить, насколько изменится осадка при погрузке или разгрузке определенного количества груза, необходимо знать, какое количество груза изменяет осадку машины на 1 см. Разделив вес груза (в тоннах) на эту величину, получим величину изменения осадки машины в сантиметрах.

Остойчивость

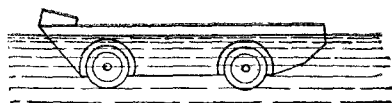
Кроме плавучести, машина должна обладать остойчивостью. Остойчивостью называется способность машины, выведенной из положения равновесия воздействием внешних сил, вновь возвращаться в положение равновесия после прекращения действия этих внешних сил.

Остойчивость обеспечивает машине возможность входить в воду с креном и дифферентом (рис. 4), плавать на волне, буксировать другую (однотипную) машину. Остойчивость, кроме того, обеспечивает команде возможность перемещаться внутри машины. Машина должна обладать достаточной остойчивостью при плавании как при продольных, так и при поперечных наклонениях, с грузом и без груза.

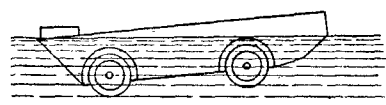
Придание некоторого дифферента на корму улучшает условия работы гребного винта, уменьшает так называе-

мую «рыскливость» машины — самопроизвольные отклонения от курса. Нос машины при дифференте на корму меньше заливается встречной волной, что позволяет повышать скорость движения. Однако дифферент на корму не должен превышать $2-3^\circ$.

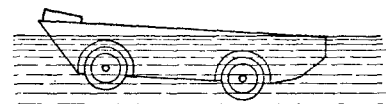
Поперечные наклоны машины называются **креном**. При крене один борт всегда выше другого.



Осадка машины



Дифферент на нос



Дифферент на норму

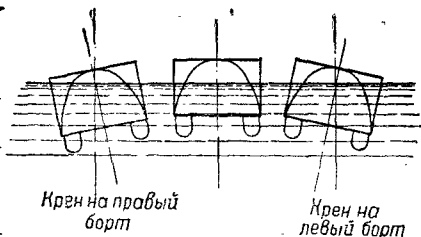


Рис. 4. Продольная и поперечная остойчивость машины

Остойчивость бывает статическая и динамическая. Кроме того, различают остойчивость поперечную и продольную. Остойчивость машины по отношению к крену называется поперечной, а по отношению к дифференту — продольной.

Зависит остойчивость не только от формы корпуса, но и от расположения в нем агрегатов и грузов. Машина, остойчивая при одном размещении грузов, может частично или совсем потерять остойчивость, если часть грузов переместить выше. Следовательно, для оценки остойчивости машины необходимо учитывать не только ее вес и объем, но и расположение центра тяжести по высоте машины.

Известно, что независимо от положения машины на нее действуют две равные и противоположно направленные силы: вес машины (со всеми находящимися на ней грузами) и поддерживающая сила воды. При прямом положении машины обе силы — вес и поддерживающая сила — будут на одной вертикальной прямой. При наклоне на борт центр давления (вследствие изменения формы объема вытесненной телом жидкости) сместится в сторону наклона.

Центр тяжести и центр давления будут теперь не на одной вертикали. Поэтому силы, действующие в этих точках, не совпадут, а будут параллельны. Поскольку поддерживающая сила направлена вверх, а сила веса машины — вниз, то возникает выпрямляющая пара сил, стремящаяся вернуть машину в исходное положение.

Допустим, что под влиянием внешних сил машина накренилась на некоторый угол α (рис. 5), часть ее KLH вы-

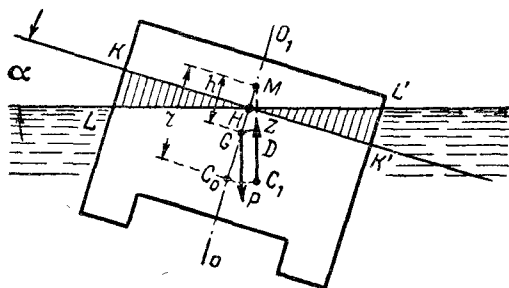


Рис. 5. Изменение формы подводного объема машины при крене

шла из воды, а часть $K'L'H$, наоборот, погрузилась в воду. При этом положение центра тяжести останется неизменным, потому что грузы в машине при ее крене не переместились; не изменилась и величина водоизмещения, так как объем вышедшего из воды клина KLH равен объему погруженного в воду клина $K'L'H$. Однако форма подводной части машины изменилась, а следовательно, переместился и центр давления C_0 .

При малых кренах машины ($0-15^\circ$) допускают, что центр давления перемещается по дуге окружности. Следовательно, линия действия поддерживающей силы будет проходить через одну и ту же точку M (отрезок $C_0M = C_1M$ — радиус окружности).

Пусть новое положение центра давления будет C_1 . Силы P и D останутся перпендикулярными к ватерлинии LL' , но уже не будут направлены по одной прямой, а образуют пару с плечом GZ . Величина восстанавливающего момента будет равна PGZ , где GZ — плечо остойчивости.

Продолжим линию действия подъемной силы до пересечения с осью симметрии машины OO_1 . Полученная при пересечении точка M называется **метацентром**, а расстоя-

ние по оси плавания между метацентром и центром тяжести — **начальной поперечной метацентрической высотой** (обозначается эта величина буквой h). Расстояние между метацентром и центром давления называется **поперечным (или малым метацентрическим) радиусом** и обозначается буквой r .

Таким образом, машина, плавающая на поверхности воды, имеет три характерные точки:

- центр тяжести, не меняющий своего положения при любом положении машины (если грузы не перемещаются);
- центр давления (водоизмещения), перемещающийся

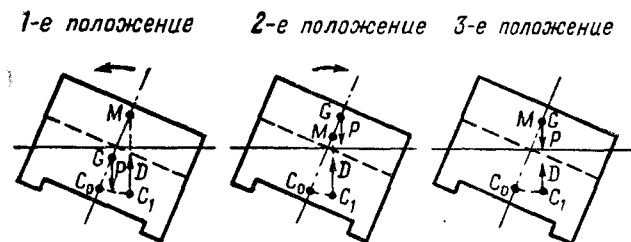


Рис. 6. Различные случаи расположения центра тяжести, центра давления и метацентра при крене

при крене и являющийся центром тяжести вытесненного машиной объема воды; положение центра давления по высоте машины зависит от осадки и формы обводов погруженного объема корпуса;

- метацентр, изменяющий свое положение в зависимости от крена.

Рассмотрим различные случаи расположения этих точек (рис. 6).

1-е положение. Машина остойчива: точка пересечения линии действия поддерживающей силы с диаметральной плоскостью (метацентр M) лежит выше центра тяжести машины. Восстанавливающий момент положительный: после устранения вызвавшей крен причины вес и поддерживающая сила стремятся вернуть машину в исходное (прямое) положение.

2-е положение. Машина нестойчива: точка пересечения линии действия поддерживающей силы с диаметральной плоскостью лежит ниже центра тяжести машины. В этом случае образовавшаяся пара сил будет стремиться увеличить крен машины.

3-е положение. Положение машины безразличное: метацентр совпадает с центром тяжести машины. Сила веса и поддерживающая сила лежат на одной вертикальной прямой. По прекращении действия кренящего момента машина в исходное положение не вернется, так как нет восстанавливающего момента.

Следовательно, если поперечный метацентр M выше центра тяжести G , то машина остойчива; если же поперечный метацентр ниже центра тяжести или совпадает с ним, то машина нестойчива.

Ранее было установлено, что $M_B = PGZ$, где GZ — плечо остойчивости, являющееся катетом прямоугольного треугольника GMZ (см. рис. 5).

Так как угол GMZ вследствие взаимной перпендикулярности сторон равен углу крена α , то

$$GZ = MG \sin \alpha.$$

Отсюда:

$$M_B = PMG \sin \alpha = Dh \sin \alpha,$$

где M_B — восстанавливающий момент при крене машины в поперечной плоскости;

P — вес машины, равный поддерживающей силе воды;

h — начальная поперечная метацентрическая высота;

α — угол крена.

Эта формула называется метацентрической формулой поперечной остойчивости машины.

Так как вес машины при крене не изменяется, то, очевидно, чем больше h , тем больше восстанавливающий момент, т. е. с увеличением метацентрической высоты увеличивается остойчивость машины. Поэтому величина h и является мерой остойчивости.

Положение метацентра для малых углов крена (0 — 15°) можно считать постоянным. В действительности же при наклонениях метацентр перемещается по некоторой кривой, что учитывается специальным расчетом остойчивости при больших углах крена.

Величина метацентрической высоты зависит от размещения грузов в машине и от ширины машины. Чем ниже размещены грузы, тем ниже будет центр тяжести и тем больше метацентрическая высота. Поэтому для увеличения остойчивости все тяжелые грузы на машине следует размещать внизу. Чем больше ширина машины и чем ниже

находится центр тяжести по отношению к центру давления, тем больше метацентрическая высота.

При эксплуатации машины следует также иметь в виду, что вследствие расхода топлива, увеличения или уменьшения грузов водоизмещение машины и взаимное расположение центра давления, метacentра и центра тяжести не остается постоянным, а следовательно, изменяется и начальная метацентрическая высота. Поэтому экипаж должен уметь распределить грузы так, чтобы во время плавания начальная метацентрическая высота была в установленных пределах.

Расстояние r между начальным метacentром и центром давления при крене, как указывалось выше, называется **поперечным метацентрическим радиусом**, который служит для определения остойчивости машины. Поперечный метацентрический радиус r , соответствующий заданной ватерлинии и заданной плоскости наклона, равен частному от деления момента инерции I площади действующей ватерлинии¹ относительно центральной оси, перпендикулярной к плоскости, на объемное водоизмещение W машины, соответствующее действующей ватерлинии:

$$r = \frac{I}{W}.$$

Эта формула остается справедливой для любой действующей ватерлинии при крене машины.

Объемное водоизмещение W строго ограничено грузоподъемностью плавающей машины. Поэтому увеличение отношения $\frac{I}{W}$ возможно лишь при увеличении момента инерции I .

Момент инерции зависит от формы площади ватерлинии. Например, для ватерлинии прямоугольной формы при длине l и ширине b момент инерции определяется по формуле

$$I = \frac{lb^3}{12}.$$

Следовательно, при данной длине ширина в значительной мере определяет остойчивость машины.

Однако ширина машины также ограничена (этого требуют условия перевозок по железной дороге). Поэтому на

¹ Площадью ватерлинии называется площадь, ограниченная этой линией.

некоторых плавающих машинах для увеличения объема вытесняемой воды и остойчивости устанавливают боковые понтоны.

Жидкие грузы (топливо), полностью заполняющие баки, на остойчивость машины не влияют. Жидкие грузы, заполняющие баки не полностью и могущие свободно переливаться при кренах машины, уменьшают ее остойчивость.

Это объясняется тем, что при крене машины свободная поверхность жидкого груза стремится принять положение, параллельное действующей ватерлинии, центр тяжести груза вследствие этого сместится в сторону крена, что вызовет перемещение общего центра тяжести машины в ту же сторону. В результате уменьшится плечо остойчивости, а следовательно, и остойчивость машины.

С влиянием жидких грузов на остойчивость машины особенно следует считаться при значительном количестве воды на днище корпуса (попавшей туда из-за его негерметичности, после дождя или по каким-либо другим причинам). Вода в корпусе будет свободно переливаться, вследствие чего будет уменьшаться остойчивость машины.

Для уменьшения влияния жидких грузов на остойчивость в плавающих машинах устанавливают обычно два топливных бака или один бак, разделенный внутри специальными продольными перегородками. Так, например, если бак разделить продольной перегородкой, то момент инерции площадей свободной поверхности двух образовавшихся отсеков будет в четыре раза меньше момента инерции площади свободной поверхности бака, не разделенного перегородкой. Поэтому для уменьшения влияния жидких грузов на остойчивость машины топливные баки и отсеки с другими жидкими грузами выполняют с отделениями возможно меньшей ширины.

Продольная остойчивость, уменьшающая килевую качку машины, обычно значительно больше поперечной остойчивости и не требует специального рассмотрения. Величину продольной остойчивости (на малых углах дифферента) определяют по тем же формулам, которые были приведены при определении поперечной остойчивости. Только вместо поперечного (или малого метацентрического) радиуса следует учитывать **продольный (или большой метацентрический) радиус R** . Формула для радиуса R будет выглядеть так же, как и для радиуса r :

$$R = \frac{I'}{W},$$

где I' — момент инерции той же площади ватерлинии, но взятой уже относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести площади ватерлинии.

Метацентрическая высота характеризует остойчивость машины при углах крена до 15° , при этом положение метацентра практически остается неизменным.

Для полного представления об остойчивости машины необходимо иметь данные об ее остойчивости при углах крена, превышающих 15° , особенно когда начинает обнажаться ходовая часть. В этом случае метацентрическую формулу остойчивости применять нельзя.

Кроме того, при проектировании машины необходимо определить максимальный предельный угол крена, при превышении которого машина опрокинется.

При больших углах остойчивость оценивают не по значению метацентрической высоты, а по плечу остойчивости (отрезок GZ на рис. 5), равному расстоянию между направлениями действия поддерживающей силы воды и веса машины.

Восстанавливающий момент при одном и том же водоизмещении изменяется пропорционально величине плеча остойчивости.

Не разбирая всех приемов, которыми пользуются для вычисления плеча остойчивости при больших углах крена, укажем лишь, что для этого необходимо знать нагрузку машины и положение ее центра тяжести, после чего по теоретическому чертежу можно определить положение центра давления при различных углах крена.

Имея данные о перемещении центра давления и учитывая, что силой, создающей момент, является поддерживающая сила, численно равная водоизмещению, можно найти значения плеч остойчивости или значения восстанавливающих моментов.

Результаты расчетов записываются и оформляются в виде диаграммы статической остойчивости машины (рис. 7). На оси абсцисс откладываются углы крена, а на оси ординат — плечи восстанавливающей пары сил или значения восстанавливающих моментов.

Из диаграммы видно, что при малых углах крена на восходящей части диаграммы плечо остойчивости возрастает (пропорционально углу крена), а на нисходящей части — уменьшается. При некотором угле (в данном случае при угле 70°) плечо остойчивости становится равным нулю, т. е. наступает положение неустойчивого равновесия ма-

шины, когда векторы веса машины и поддерживающей силы воды лежат на одной прямой. При дальнейшем крене вес машины вместе с поддерживающей силой будет

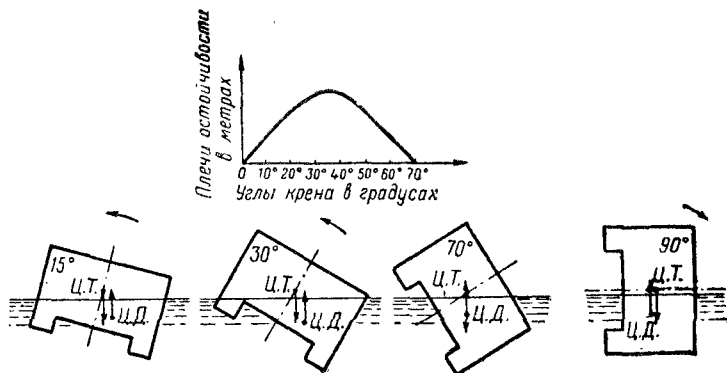


Рис. 7. Диаграмма статической остойчивости

создавать опрокидывающий момент, под действием которого машина опрокинется.

Следует также учитывать, что вершина диаграммы статической остойчивости обычно соответствует углу крена, при котором крыша корпуса машины начинает касаться уровня заборной воды. В этом случае действующая площадь, ограниченная ватерлинией, получается наиболее широкой, а метацентрический радиус и момент остойчивости достигают наибольшего значения. Угол входа крыши в воду, а следовательно, и остойчивость на больших углах крена зависят от высоты надводного борта машины.

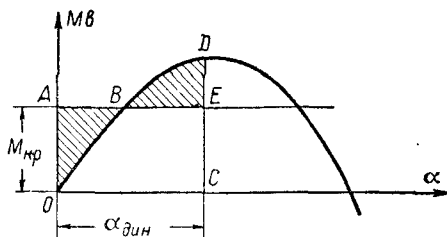


Рис. 8. Определение угла крена на диаграмме статической остойчивости

Характер диаграмм статической остойчивости для различных машин неодинаков. Чем круче на диаграмме кривая, тем больше у данной машины начальная метацентрическая высота и тем быстрее возрастают плечи остойчивости у этой машины с увеличением углов крена (рис. 8).

Однако большая начальная остойчивость, характеризуе-

мая большой начальной поперечной метацентрической высотой, не всегда означает, что машина будет очень устойчива при больших углах крена.

Если известен кренящий момент, то угол крена определяют по диаграмме статической устойчивости следующим образом. На оси ординат (см. рис. 8) находят точку, в которой восстанавливающий момент равен заданному кренящему моменту, и проводят через нее горизонтальную прямую до пересечения с кривой плеч устойчивости. Угол, соответствующий этой точке, и будет углом крена.

При эксплуатации машины на нее действуют различные внешние силы, как статические, так и динамические. К последним можно отнести волны и силы, развивающиеся при поворотах, силу натяжения буксирного троса при буксировке машины, удар одной из гусениц о подводное препятствие. При воздействии внешней силы опрокидывающие и восстанавливающие моменты не равны, вследствие чего плавающая машина начинает крениться и получает угловые ускорения. Достигнув угла крена, при котором восстанавливающий момент равен кренящему, и приобретая в этом положении максимальную угловую скорость, машина будет продолжать крениться и дальше, но замедленно, а когда работа кренящего момента станет равной работе восстанавливающего момента, крен прекратится, машина на мгновение остановится, а затем постепенно начнет возвращаться к нормальному положению, при котором угловая скорость будет равна нулю. Если действие кренящего момента продолжается, то колебание машины будет повторяться бесконечно. Но вследствие сопротивления среды колебания станут затухающими и машина придет в состояние покоя, которое будет определяться углом крена, соответствующим точке *B* на диаграмме (см. рис. 8). Поэтому при динамическом приложении кренящего момента для определения угла крена следует найти на диаграмме устойчивости такую точку, в которой работа кренящего момента будет равна работе восстанавливающего момента. Работа моментов на диаграмме устойчивости определяется площадью, ограниченной графиками моментов.

Если на диаграмму статической устойчивости нанести график кренящего момента¹ — горизонталь *AE*, то можно

¹ Кренящий момент может быть величиной либо постоянной, либо переменной (функцией угла крена); соответственно график момента будет изображаться горизонтальной или какой-либо другой кривой линией.

подобрать ординату DC так, чтобы площадь $OBDC$ равнялась площади $OAEC$. Исключив из левой и правой частей общую площадь $OBEC$, получим площадь BDE , равную площади OAB (на рис. 8 эти площади заштрихованы). Искомым углом динамического крена $\alpha_{дин}$ будет угол, соответствующий ординате DC .

При увеличении кренящего момента может оказаться, что всей площади диаграммы остойчивости не хватает для уравновешивания работы кренящего момента. В этом случае машина перевернется, потому что избыточная работа кренящего момента не может быть погашена работой восстанавливающего момента.

Рассмотрев приведенные выше диаграммы статической остойчивости для разных машин, можно сделать следующие выводы:

1) машина обладает тем большей остойчивостью, чем больше ордината диаграммы статической остойчивости и чем больше площадь диаграммы, т. е. чем дальше отстоит от начала координат точка пересечения кривой с осью абсцисс;

2) на величину ординаты диаграммы статической остойчивости (а следовательно, и на величину начальной метацентрической высоты машины) в основном влияют ширина машины и положение центра тяжести, а также положение центра давления по высоте;

3) величина площади диаграммы в основном зависит от высоты надводного борта: чем выше надводный борт, тем остойчивее машина при больших углах крена и тем труднее ее опрокинуть.

Скорость движения на воде (ходкость)

Кроме плавучести и остойчивости, плавающая машина должна обладать еще одним важнейшим качеством — скоростью движения на воде, определяющей тактические свойства машины. Скоростью движения называется отношение пути ко времени, за которое этот путь пройден. Численно скорость равна расстоянию, пройденному телом (в данном случае машиной) за единицу времени.

Под максимальной скоростью понимают наибольшую скорость движения, которая может быть достигнута машиной при работе двигателя на полной мощности.

Скорость машины, движущейся на поверхности воды, зависит от формы корпуса, соотношения главных размеров

машины, мощности двигателя, типа и эффективности водяного движителя, совершенства систем охлаждения и смазки двигателя, количества и качества приборов наблюдения, обеспечивающих хороший обзор водителю, состояния водной поверхности (высоты волн) и других факторов.

Действие воды на машину, не имеющую поступательного движения, сводится к действию нормального давления на каждый элемент подводной поверхности, а сумма давлений выражается вертикальной поддерживающей силой.

При перемещении машины по воде, кроме поддерживающей силы, возникают силы, направленные в сторону, противоположную движению машины. Равнодействующую этих сил называют силой сопротивления воды движению машины и обозначают буквой R .

Изучение сопротивления воды движению машины основывается на учении о движении жидкости, т. е. на законах гидромеханики. Поэтому кратко рассмотрим основные свойства жидкости и уравнение сопротивления воды движению тел.

Основные свойства воды

Вода — очень подвижная, практически несжимаемая жидкость. Она принимает форму тех сосудов, в которых находится. Слабая связь между отдельными частицами воды объясняется незначительными силами сцепления и силами трения, действующими между ними. К важнейшим физическим характеристикам жидкости относятся удельный (или объемный) вес и массовая плотность жидкости.

Удельным (или объемным) весом γ называют вес единицы объема тела, или отношение веса (G) тела к его объему (W), т. е.

$$\gamma = \frac{G}{W} \text{ кг/м}^3.$$

Объемный вес является, таким образом, размерной величиной. Для дистиллированной воды при температуре 4°C он равен 1000 кг/м^3 и для морской воды при 15°C — $1020\text{—}1030 \text{ кг/м}^3$.

Массовой плотностью (или просто плотностью) ρ называют отношение массы тела M к его объему W :

$$\rho = \frac{M}{W} \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^3}{\text{м}^4}.$$

Зная, что вес тела G равен массе M , умноженной на ускорение силы тяжести g , можно установить следующую зависимость между плотностью и объемным весом:

$$\rho = \frac{\gamma}{g}.$$

С помощью этой зависимости легко определить плотность жидкости, если известен ее объемный вес. Если объемный вес воды равен 1000 кг/м^3 , то плотность будет

$$\rho = \frac{1000}{9,81} \approx 101,9 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}.$$

Плотность воды, как малосжимаемой жидкости, мало зависит от температуры и давления, если эти величины не изменяются значительно. Поэтому в обычных расчетах плотность пресной воды независимо от температуры и давления принимается равной $102 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$.

Вода обладает вязкостью. Вязкостью (или внутренним трением) называют свойство жидкости развивать при своем движении внутренние касательные напряжения. Это свойство обуславливается внутримолекулярным движением жидкости. Согласно законам трения жидких тел сопротивление, возникающее при скольжении одного слоя жидкости по другому, пропорционально поверхности соприкасающихся площадей и деформации жидкого объема. Кроме того, это сопротивление зависит от рода жидкости и уменьшается с возрастанием температуры.

Два закона гидродинамики

Важнейшие законы гидродинамики были открыты и сформулированы современниками М. В. Ломоносова — учеными Л. Эйлером и Д. Бернулли.

Эйлер сформулировал закон неразрывности течения жидкости. Бернулли выявил важную закономерность: давление в жидкости тем меньше, чем больше скорость ее течения. Оба закона вытекают из основных законов сохранения массы и энергии.

Для пояснения закона неразрывности течения жидкости воспользуемся прибором (рис. 9). Прибор состоит из открытого резервуара и соединенной с ним трубки с разными сечениями (А, Б и В). Если открыть оба крана и обеспечить постоянный уровень воды в резервуаре, то течение воды по трубке будет установившимся: за одну секунду из

трубки вытечет столько же воды, сколько в нее поступит из резервуара. Следовательно, через разные сечения трубки за одну секунду протекает одинаковое количество воды, а это может быть, очевидно, только в том случае, если через эти сечения вода течет с различной скоростью. Чем меньше сечение, тем большей должна быть скорость движения воды.

В справедливости закона неразрывности течения жидкости можно убедиться, наблюдая течение реки. Там, где русло суживается и мелеет, вода всегда течет быстрее.

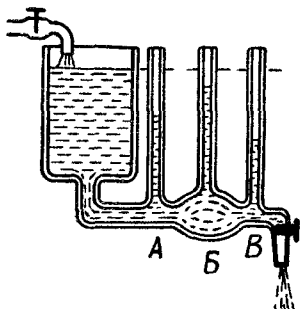


Рис. 9. Схема прибора для проверки закона неразрывности течения жидкости

Чтобы убедиться в справедливости закона Бернулли, присоединим к трубке переменного сечения вертикальные трубочки с открытыми концами, играющие роль манометров. Когда краны закрыты и вода не течет по трубке, в манометрах она будет стоять на том же уровне, что и в резервуаре (как во всяких сообщающихся сосудах). Но как только вода потечет по трубке, уровень воды в манометрах понизится: больше всего в том манометре, который присоединен к

самому узкому сечению трубки, а меньше всего в манометре, присоединенном к самому широкому сечению.

Следовательно, как показывает опыт, увеличение скорости течения жидкости уменьшает давление и наоборот.

Рассмотрим уравнение Бернулли, выведенное с помощью высшей математики, которое в упрощенном виде можно записать так:

$$P + \rho V^2 = \text{const},$$

где P — давление;

ρ — плотность жидкости;

V — скорость.

Для того чтобы сумма этих двух слагаемых ($P + \rho V^2$) оставалась постоянной, необходимо, чтобы при уменьшении (или увеличении) одного из этих слагаемых другое слагаемое увеличивалось (или уменьшалось) на такую же величину.

Поскольку плотность жидкости — величина постоянная (жидкость почти несжимаема), то увеличение скорости ее течения должно уменьшать давление и наоборот.

Сопротивление воды движению плавающей машины

Движение машины непременно приводит в движение и воду: частицы воды получают ускорение, при этом машина воспринимает реакцию воды в форме сил, распределенных по погруженной в воду поверхности.

На движущуюся в воде машину действуют силы трения, направленные по касательной к погруженной поверхности, и силы давления, направленные нормально к соответствующим элементам поверхности машины. Равнодействующая проекций всех сил трения на направление движения составляет силу сопротивления движению и направлена против движения машины.

Плавающие машины относятся к плохо обтекаемым телам. От судов они отличаются наличием ходовой части, формой обводов, коэффициентом полноты. Увеличенное отношение ширины к осадке и худшие формы обводов по сравнению с судами вызывают относительно повышенное сопротивление воды движению плавающих машин. Обводы корпуса зависят от длины, ширины и осадки машины. Поэтому при выборе обводов подводной части корпуса машины учитывают требования распределения водоизмещения по длине машины.

Выбранные обводы корпуса проверяют на моделях, которые испытывают в опытовом бассейне, обеспечивающем наиболее точный способ определения сопротивления воды движению машины, а значит, и мощности, потребной для движения машины.

Для экспериментальных испытаний обычно изготавливают модель из фанеры в уменьшенном масштабе. Модель уравнивают так, чтобы она погрузилась в воду до грузовой ватерлинии, а затем буксируют в специальном канале с помощью тележки. При движении модель преодолевает сопротивление воды, которое измеряют динамометром. На основании результатов буксировочных испытаний модели строят график сопротивления воды движению в зависимости от скорости буксировки. Затем на основе закона подобия пересчитывают полученные результаты для машины натуральной величины.

Имея данные по сопротивлению воды движению машины, определяют мощность двигателя, необходимую для достижения машиной проектируемой скорости.

Опытами установлено, что основными факторами, от

которых главным образом зависит величина сопротивления, являются:

- геометрические формы обводов подводной части машины (особенно формы кормовых обводов);
- ширина и осадка машины;
- выступающие части;
- скорость движения машины на воде;
- состояние водной поверхности.

С увеличением скорости движения сопротивление воды движению машины возрастает, и для преодоления его требуется значительное увеличение мощности двигателя.

Повышение скорости вызывает непропорциональную затрату мощности на преодоление сопротивления окружающей среды. Установлено, что для увеличения скорости движения машины на воде в два раза мощность двигателя следует увеличить примерно в восемь раз. С ростом мощности двигателя увеличиваются его размеры и вес, что отрицательно отражается на водоизмещении машины и увеличивает сопротивление воды.

Для повышения скорости движения машины на воде требуется одновременно увеличить длину и уменьшить ширину машины. Для обеспечения же достаточной устойчивости машина должна обладать определенной шириной.

Сопротивление воды принято выражать формулой через безразмерный коэффициент сопротивления:

$$R = c_p \frac{V^2}{2} S,$$

где R — общая сила сопротивления воды движению машины, $\kappa\Gamma$;

c — безразмерный коэффициент сопротивления, определяемый опытом и зависящий от чисел Фруда и Рейнольдса, формы смачиваемой поверхности машины и степени ограниченности фарватера;

ρ — массовая плотность воды, $\frac{\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$;

V — скорость движения машины относительно воды, $\text{м}/\text{сек}$;

S — характерная площадь (площадь поперечного сечения — миделя), м^2 .

Сопротивление движению машины на воде принято делить на составляющие: **сопротивление трения, волновое сопротивление, сопротивление формы, или вихревое, и сопротивление выступающих частей.**

Величина каждой из этих четырех составляющих зависит от формы машины, ее размеров и скорости движения.

Для определения сопротивления воды в каждом случае приходится пользоваться эмпирическими формулами сопротивления, установленными при натуральных испытаниях машины.

Наиболее изучено **сопротивление трения**, которое возникает вследствие действия сил трения жидкости на смоченную поверхность машины. Силы трения возникают только в движущейся жидкости (вследствие ее вязкости).

Волновое сопротивление воды возникает вследствие ее весомости. Волны, образуемые машиной, состоят из двух групп: носовой и кормовой. Каждая из этих групп волн в свою очередь делится на волны расходящиеся и поперечные. Сила сопротивления, обусловленная этими волнами, называется волновым сопротивлением. При повышении скорости движения машины волновое сопротивление возрастает быстрее других составляющих сопротивлений.

На волновое сопротивление существенно влияет величина отношения ширины к осадке машины. При постоянном водоизмещении и постоянной длине машины уменьшение ширины машины обычно способствует уменьшению волнового сопротивления.

Сопротивление формы представляет собой разность давлений воды, действующих в направлении движения машины на носовую и кормовую части. Сопротивление формы возникает под действием сил вязкости. Чтобы уяснить влияние формы тела на силу сопротивления, оказываемого водой, рассмотрим сопротивление тел разной формы, но имеющих одинаковое максимальное поперечное сечение.

Если плоскую квадратную пластинку (рис. 10, а) поставить перпендикулярно к направлению потока, то энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивления и преобразуемая в кинетическую энергию вихрей, возникающих за пластинкой, и в дальнейшем преобразуемая в тепловую энергию, оказывается наибольшей.

При обтекании потоком шара (рис. 10, б) за ним образуются вихри, по величине значительно меньшие, чем вихри, образуемые при обтекании плоской пластинки. Опытным установлено, что сопротивление воды шару будет меньше, чем пластинке, приблизительно в $2\frac{1}{2}$ раза.

Тело, имеющее удобообтекаемую веретенообразную удлиненную форму с плавными очертаниями и постепенным сужением кормы (рис. 10, в), вследствие наименьшего

вихреобразования будет испытывать значительно меньшее сопротивление, чем шар. Поэтому быстроходным судам стремятся придать удобообтекаемую форму. Форма подводной части плавающей машины должна обеспечивать наименьшее сопротивление движению.

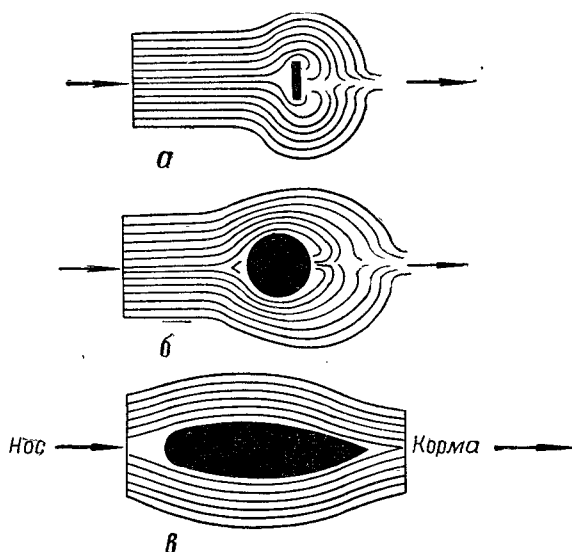


Рис. 10. Схема обтекания тел, расположенных нормально к потоку:
 а — пластинки; б — шара; в — веретенообразного тела

Опытом установлено, что сопротивление формы увеличивается при возрастании скорости движения машины, так как при быстром движении машины за кормой в воде создается разрежение (пониженное давление) и образуются водовороты (завихрения). Этот вид сопротивления у плавающих машин, форма которых недостаточно обтекаема, составляет основную часть полного сопротивления.

Расположенные ниже грузовой ватерлинии выступающие части машины (конструктивные детали — гусеницы, колеса, руль) увеличивают сопротивление воды при движении машины. Это учитывают при конструировании ходовой части: ее либо поднимают, как на колесных машинах с пневматической подвеской, либо ей придают хорошо обтекаемую форму, а отдельные агрегаты устанавливают по потоку. Так как ходовая часть располагается на достаточ-

ной глубине от свободной поверхности воды, создаваемое ею дополнительное сопротивление будет увеличивать только сопротивление трения и вихревое сопротивление.

Сопротивление выступающих частей обычно определяют при испытаниях модели в специальном (опытовом) бассейне. Сначала испытывают модель с гладким корпусом, а затем устанавливают на этой же модели изготовленные в соответствующем масштабе выступающие части (опорные катки, гусеницы и др.); сравнивая результаты обоих испытаний, не трудно определить сопротивление выступающих частей.

Сопротивление выступающих частей у плавающих машин может достигать 15—25% сопротивления корпуса. Поэтому при проектировании машин выступающим частям стараются придать такую форму, которая обеспечила бы минимальное сопротивление воды.

Сопротивление воды движению плавающей машины зависит, кроме того, от относительного движения машины и воды, а также от условий пути (глубина и ширина фарватера). Так, мелководье значительно увеличивает сопротивление. Осадка и скорость движения машины существенно изменяют волновое сопротивление. С увеличением осадки и с возрастанием скорости движения машины волновое сопротивление увеличивается. Кроме того, возникающее встречное движение воды увеличивает скорость обтекания корпуса, в результате чего возрастает сопротивление трения.

Следовательно, сопротивление воды движению тем больше, чем меньше запас воды под днищем и чем больше скорость движения машины. Увеличение сопротивления воды движению вызвано иным распределением скоростей обтекания, соответствующих давлений и уровней воды, а также возникновением трения встречного потока по дну и стенкам канала.

Скорость движения машины при плавании на взволнованной поверхности воды уменьшается, так как возрастающее сопротивление воды не позволяет использовать полную мощность двигателя.

Итак, скорость движения плавающих машин может быть увеличена в результате улучшения гидродинамических форм машины и за счет более высокой мощности ее силовой установки. В последние годы во многих странах усиленно работают над созданием таких транспортных средств, которые позволяли бы значительно уменьшить со-

противление воды движению плавающих машин и, следовательно, повысить скорость их перемещения на воде. К таким средствам относятся машины с подводными крыльями и с воздушной подушкой.

Определение мощности двигателя

Для преодоления сопротивления воды движению машины необходимо приложить силу, создаваемую двигателем и направленную в сторону движения машины. Эта сила называется тягой или движущей силой.

При равномерном прямолинейном поступательном движении машины сила сопротивления воды уравнивается силой тяги, создаваемой двигателем.

Движущая сила, или тяга, создается источником энергии — двигателем. Поэтому для обеспечения необходимой скорости движения машины следует определить требуемую мощность двигателя.

Если известна величина полного сопротивления воды движению машины с заданной скоростью, то необходимую мощность двигателя можно подсчитать по формуле

$$N_e = \frac{RV}{75\eta},$$

где N_e — эффективная мощность двигателя, л. с.;

R — сила сопротивления воды движению машины, кг;

V — скорость движения машины, м/сек;

η — пропульсивный коэффициент полезного действия¹.

Мощность, затрачиваемая только на преодоление полного сопротивления воды движению машины, называется эффективной или буксировочной мощностью.

Поворотливость машины на воде

Одним из важнейших качеств, определяющих маневренность плавающих машин, является поворотливость, т. е. способность машины изменять направление движения

¹ Пропульсивным коэффициентом полезного действия называется отношение буксировочной мощности, или мощности полезной тяги винта, к мощности двигателя, затраченной на вращение винта для движения машины. Величина пропульсивного к.п.д. учитывает как потери в самом двигателе, так и потери, возникающие в результате гидромеханического взаимодействия движителя и корпуса машины.

и перемещаться по заданной траектории в соответствии с поворотом руля или других существующих для этого механизмов.

Направление движения плавающих машин на воде может быть изменено с помощью руля, выключением одного из гребных винтов, поворотом передних управляемых колес или выключением одной гусеницы (при гусеничном водоходном двигателе).

Руль, представляющий собой симметричное крыло, устанавливается обычно под кормой машины в потоке воды, отбрасываемом гребным винтом. Такое расположение руля значительно уменьшает диаметр циркуляции.

При среднем положении пера руля (в диаметральной плоскости) поток воды обтекает перо с обеих сторон (симметрично) и машина движется прямолинейно. При повороте руля, т. е. при отклонении его от диаметральной плоскости на какой-то

угол, вода давит на обе стороны пера руля неодинаково, в результате чего создается сила давления, которая поворачивает машину в сторону поворота руля. Эта сила давления перпендикулярна к плоскости пера и обозначается буквой P . Трение воды о поверхность руля в расчет не берется.

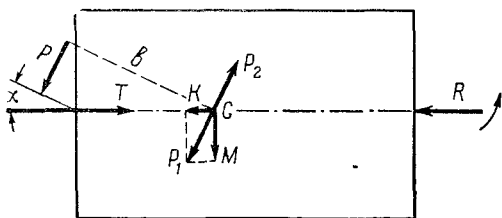


Рис. 11. Схема действия сил при повороте руля

Для выяснения характера действия силы P при повороте машины приложим к центру тяжести машины в точке G силы P_1 и P_2 , равные по величине силе P , но прямо противоположные по направлению. Силу P_1 разложим на составляющие силы K и M . От приложения сил P_1 и P_2 в движении машины не произойдет никаких изменений.

При повороте руля на угол α (рис. 11) на машину, кроме сил сопротивления воды и силы тяги, взаимно уравновешивающихся при равномерном движении машины, действуют: момент пары сил P и P_2 с плечом β , под действием которого машина будет смещаться в сторону отклонения руля; сила K , уменьшающая скорость движения, т. е. тормозящая машину, и сила M , сносящая машину в сторону.

Плавающие машины с небольшим отношением длины

к ширине и с полными носовыми обводами подвержены рыскливости. Особенно неустойчивы машины с небольшой осадкой, имеющие дифферент на нос. Маневрирование рулем обеспечивает устойчивое движение машины по заданному курсу.

При повороте машины центр ее тяжести описывает кривую, которая называется циркуляцией. Если угол отклонения руля остается постоянным, то циркуляция близка к окружности и равна у плавающих машин 8—25 м.

Знание диаметра циркуляции очень важно для водителя, так как позволяет оценить возможность поворота в стесненных условиях.

На поворотливость, т. е. на величину диаметра циркуляции, влияют:

1) площадь пера руля: с увеличением площади пера диаметр циркуляции уменьшается;

2) угол отклонения руля: с увеличением угла отклонения (до определенного предела) диаметр циркуляции уменьшается;

3) скорость движения машины: чем больше скорость движения, тем больше диаметр циркуляции;

4) форма подводной части машины и ее размеры;

5) число и тип водоходных движителей, расположение их относительно руля.

Определить поворотливость машины расчетным способом очень сложно. Поэтому диаметр циркуляции для плавающих машин с некоторым допущением определяют опытным путем: при повороте машины периодически сбрасывают по внешнему борту деревянные диски. После описания машиной полного круга замеряют рулеткой диаметр циркуляции по дискам.

Качка

Качкой называются колебательные движения, совершаемые машиной под действием внешних сил при плавании на спокойной или взволнованной поверхности воды. Плавание машины на волнении всегда сопровождается качкой. Вызывается качка действием волн, создающих гребнями добавочную плавучесть то с одной, то с другой стороны корпуса, вследствие чего возникают моменты, которые вызывают крен и дифферент.

Различаются бортовая, килевая и вертикальная качки. При бортовой качке машина совершает колебательные движения вокруг продольной горизонтальной оси, при ки-

левой — вокруг поперечной горизонтальной оси, а при вертикальной — в вертикальном направлении (попеременное всплытие и погружение). Существует еще качка смешанная, когда машина совершает одновременно колебательные движения в нескольких плоскостях.

Качка отрицательно влияет на водоходные свойства машины и влечет различные нежелательные последствия: дополнительную нагрузку на корпус (вследствие ударов волн), уменьшает скорость движения машины и увеличивает расход горючего (из-за возрастания сопротивления воды движению машины), заливает водой носовую часть и корму машины.

Сильная бортовая качка может привести к потере устойчивости и к опрокидыванию машины из-за чрезмерных наклонов.

Качка резко ухудшает меткость стрельбы. Экипаж машины при длительной качке заболевает морской болезнью.

Поведение машины на взволнованной поверхности воды зависит как от характера набегающих на машину волн, так и от очертания машины.

Волну характеризуют высота, длина и период. **Высотой** волны называется возвышение ее гребня над впадиной (по вертикали), **длиной** — расстояние между двумя соседними гребнями или впадинами, а **периодом волны** — время, за которое частица жидкости совершает одно полное колебание.

Величина ветровых волн зависит от силы ветра, а также от глубины и длины водного участка. В речных условиях волны бывают длиной до 15—20 м и высотой до 1,5—2 м. На озерах волны имеют длину до 50 м и высоту до 3 м.

Качка машины при волнении зависит от отношения периода свободной качки машины T к периоду волны t . Ходовая часть машины, не меняя периода качки, способствует более быстрому прекращению качаний. Периодом свободной качки T считается время, в течение которого машина делает одно полное колебание. Период свободной бортовой качки машины определяется по формуле

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{I_x}{Dh}},$$

где I_x — момент инерции массы машины относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести машины;

D — весовое водоизмещение;

h — поперечная метацентрическая высота.

Поперечный момент инерции массы машины определяется как сумма произведений масс отдельных частей машины на квадрат расстояний их центров тяжести от продольной (центральной) оси машины.

Обычно поперечный момент инерции массы машины достаточно точно вычисляют по следующей эмпирической формуле:

$$I_x = \frac{D}{g} \cdot \frac{B^2 + 4Zg^2}{12},$$

где B — ширина машины;

Zg — координата центра тяжести машины по высоте.

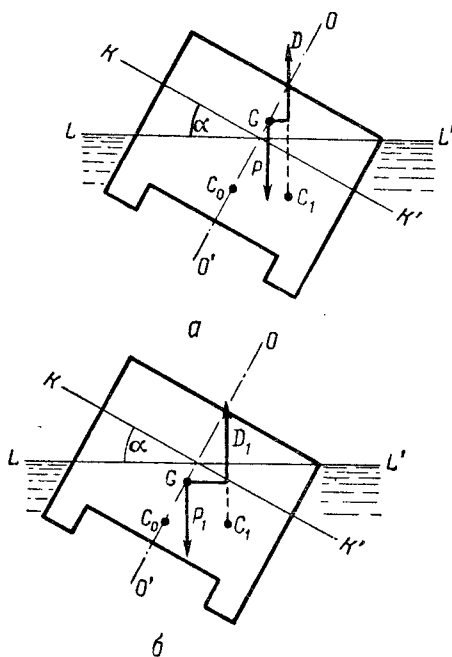


Рис. 12. Влияние метацентрической высоты на качку машины (схема):

a — машина с меньшей метацентрической высотой, b — машина с большей метацентрической высотой

Средние численные значения собственных периодов бортовой качки большинства плавающих машин составляют от 2 до 4 сек. При наибольших в условиях рек и озер скоростях ветра можно ожидать возникновения волн, период которых будет составлять 3—5 сек (в зависимости от глубины водоема). Следовательно, машины, плавающие при волнении, могут оказаться в резонансных условиях качки (когда период свободной качки машины T равен периоду волны t). В этом случае качка становится наиболее опасной.

Для уяснения качки как физического явления рассмотрим схемы (рис. 12, a и b). Машины с одинаковым водо-

измещением имеют разные метацентрические высоты. Сравнивая положения центров давления, центров тяжести

и метацентров этих машин, нетрудно убедиться в том, что восстанавливающий момент у первой машины меньше, чем у второй, так как плечо восстанавливающего момента второй машины больше плеча восстанавливающего момента первой (при условии равенства сил P и P_1 , D и D_1). Следовательно, первая машина будет после крена восстанавливать свое положение медленнее, чем вторая. Период свободного колебания у первой машины больше, чем у второй, так как при крене на один и тот же угол у первой машины (с меньшим восстанавливающим моментом) размахи будут плавнее, а у второй (с большим восстанавливающим моментом) — стремительнее.

Если период свободной качки машины, например, в два раза больше периода волны, то волны будут слабо раскачивать машину и от прямого положения машина отклонится ненамного. Если же период свободной качки машины значительно меньше периода волны, то качка будет больше, чем в первом случае.

При равенстве периодов T и t наступает опасное для машины явление резонанса, при котором амплитуда качки резко возрастает.

Для уменьшения качки на кораблях применяют специальные устройства (гироскопические успокоители, боковые кили, ограничивающие размах корабля при качке, и соединенные трубами водяные цистерны, располагаемые по бортам корабля).

У плавающих машин таких устройств нет. Поэтому для уменьшения качки машины следует изменить направление или скорость движения. Скорость движения машины и курсовой угол¹ ее по отношению к направлению набегающих волн существенно влияют на период возмущающей силы от действия волн и на величину гидродинамических параметров качки.

¹ Курсовым углом называется угол, составленный направлением бега волн с направлением движения машины.

ГЛАВА II

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВАЖНЕЙШИХ АГРЕГАТОВ И МЕХАНИЗМОВ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН

Плавающие машины по типу движителя, применяемого при движении по суше, подразделяются на гусеничные и колесные, а по типу основного движителя, применяемого при движении на воде, — на машины с гребным винтом, с лопатками на гусеницах и с водометным движителем.

Плавуемость машин обеспечивается прежде всего водозмещением корпуса или специальными поплавками. Корпус машины должен вытеснять такой объем воды, вес которого равен весу машины.

Дооборудование машины водоходным движителем позволяет ей без других вспомогательных средств передвигаться по воде. Использование машин на воде зависит и от возможности прикрепления к ним поплавков.

По сравнению с сухопутными машинами компоновка плавающих машин значительно сложнее, так как они используются не только на суше, но и на воде. При проектировании и эксплуатации плавающих машин особое внимание обращается на правильное распределение агрегатов и грузов (центр тяжести их обязательно должен находиться в средней части машины и как можно ниже, а переменные грузы необходимо размещать симметрично относительно центра тяжести). Для снижения веса плавающие машины изготавливают из легких сплавов, уменьшают запас горючего и грузоподъемность.

Существует много различных типов плавающих машин: танки, бронетранспортеры, транспортеры, тягачи, автомобили, автопоезда, инженерные и другие специальные машины.

Основными агрегатами и механизмами гусеничной пла-

вающей машины являются корпус (рама), силовая установка, силовая передача, ходовая часть, водоходный движитель, водооткачивающие насосы, механизмы управления и их приводы, волноотражательный щит и др. Перечисленные механизмы имеются на каждой плавающей машине, однако конструкция и компоновка их могут быть различными.

Для облегчения выхода из воды на топких и вязких грунтах в плавающей машине обычно предусматривается возможность одновременного включения обоих движителей — водоходного и сухопутного.

Плавающие колесные машины бывают двухосные, трехосные и четырехосные. Большинство двух- и трехосных машин строится на шасси стандартных транспортных автомобилей. Четырехосные плавающие машины выполняются, как правило, безрамными на специальном шасси.

В современных плавающих машинах преобладает классическая компоновка с передним расположением двигателя. В последнее время все шире распространяется компоновка автомобиля с кабиной над двигателем. Нередко для лучшего доступа к двигателю кабины делают подъемными или откидными.

На плавающей колесной машине имеются все агрегаты обычного автомобиля и, кроме того, несколько специальных агрегатов и устройств: герметичный корпус, водоходный движитель, волноотражательный щит, водооткачивающие насосы, центральная система регулирования давления воздуха в шинах и др. Агрегаты обычных машин при использовании их на плавающих машинах подвергаются серьезным изменениям и конструктивным усовершенствованиям, чтобы обеспечить их герметичность и сообщить внутренние полости (мосты, промежуточные опоры) с атмосферой (посредством гибких шлангов).

Плавающие колесные машины выполняются, как правило, со всеми ведущими колесами, чем достигается высокая их проходимость на суше и значительно облегчается выход из воды на берег.

Чтобы получить представление о конструкции плавающей колесной машины, рассмотрим наиболее простые схемы трехосного автомобиля БАВ и автомобиля «Дак-353», изображенные на рис. 13 и 14.

Источником движения плавающего автомобиля БАВ, как и во всех современных плавающих машинах, служит тепловой двигатель внутреннего сгорания.

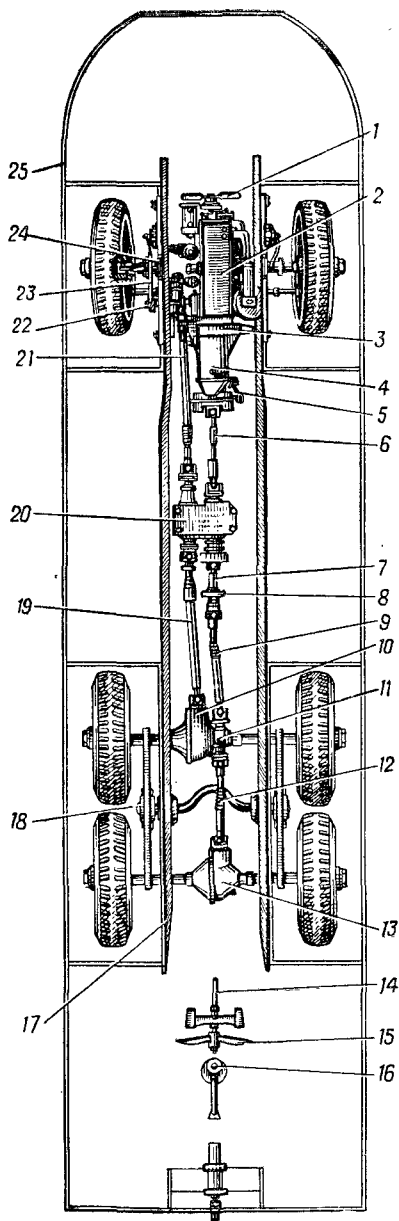


Рис. 13. Схема расположения основных агрегатов плавающего трехосного автомобиля БАВ:

1 — вентилятор; 2 — двигатель; 3 — сцепление; 4 — коробка передач; 5 — коробка отбора мощности к гребному винту и лебедке; 6 — основной карданный вал; 7 — промежуточный карданный вал; 8 — промежуточная опора; 9 — карданный вал; 10 — средний мост; 11 — вторая промежуточная опора; 12 — карданный вал привода заднего моста; 13 — задний мост; 14 — карданный вал привода гребного винта; 15 — гребной винт; 16 — корпус вала привода водяного руля; 17 — рама; 18 — балансирующая подвеска; 19 — карданный вал привода среднего моста; 20 — раздаточная коробка; 21 — карданный вал привода переднего моста; 22 — поперечная тяга рулевого управления; 23 — продольная тяга рулевого управления; 24 — передний мост; 25 — корпус автомобиля

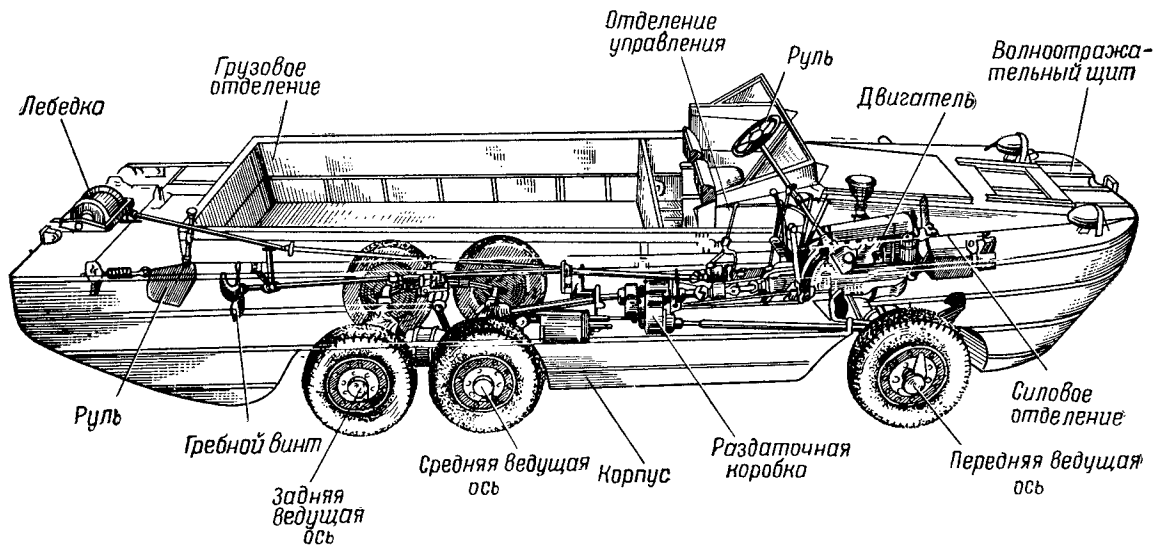


Рис. 14. Конструктивная схема плавающего трехосного автомобиля «Дак-353».

Движение автомобиля на суше обусловлено действием крутящего момента, подведенного от двигателя к ведущим колесам.

Для создания тяги при движении на воде на автомобиле установлен водоходный движитель (гребной винт). С целью лучшего использования крутящего момента и мощности двигатель работает совместно с силовой переда-

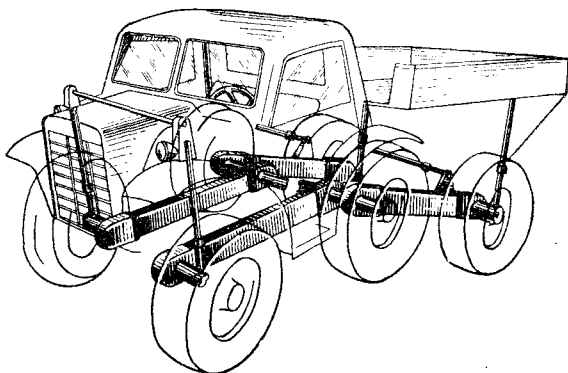


Рис. 15. Принципиальная схема переламывающегося автомобиля «Метрак»

чей, допускающей изменение передаточного числа и увеличивающей крутящий момент.

В передаче крутящего момента от двигателя участвуют: сцепление, коробка передач, коробка отбора мощности, раздаточная коробка, карданные передачи и механизмы ведущих мостов — главные передачи, дифференциалы и полуоси. С полуосей крутящий момент передается на ведущие колеса, вызывая их вращение.

Для передачи крутящего момента на гребной винт в машине установлены коробка отбора мощности и карданные валы. Привод шестерен коробки отбора мощности осуществляется от ведущей шестерни коробки передач.

Для крепления всех агрегатов и механизмов автомобиля служит рама, встроенная в металлический водонепроницаемый корпус.

Для преодоления вертикальных препятствий и для движения по косогорам создана конструкция переламывающегося автомобиля «Метрак», принципиальная схема которого показана на рис. 15.

В отличие от обычной машины обе части автомобиля «Метрак» соединяются шарнирно относительно средней

оси. Передние и задние колеса расположены на равных расстояниях от этой оси.

Двигатель, силовая передача и кабина водителя установлены на раме, шарнирно соединенной со средней осью. К этой же оси крепятся шарнирно четыре балансира, на концах которых установлены колеса. Балансиры могут перемещаться независимо один от другого.

Переламывание автомобиля (как при движении, так и во время стоянки) обеспечивается гидросистемой. Для этого рама, на которой установлен двигатель, связана цилиндрами гидравлического управления с кузовом и балансирами. Шестью цилиндрами, приводящимися в действие от одного шестеренчатого насоса, водитель может управлять раздельно (по своему усмотрению).

Для сохранения почти горизонтального положения кабины и кузова при движении по косоугору водитель может опускать колеса одной стороны автомобиля, поворачивать машину на месте, притормаживая одно колесо (например, на средней оси) при разблокированном дифференциале и при поднятых передних и задних колесах. При движении по пересеченной местности и неровностям гидросистему необходимо выключать.

На автомобиле установлен карбюраторный шестицилиндровый двигатель мощностью 100 л. с. Силовая передача состоит из однодискового сухого сцепления, четырехступенчатой коробки передач, редуктора, включаемого при движении по трудным участкам пути, и главной передачи с блокируемым дифференциалом. Крутящий момент от среднего моста передается передним и задним колесам цепными передачами, расположенными внутри балансира.

Чтобы уменьшить сопротивление автомобиля при движении на воде, колеса убираются внутрь корпуса в специальные ниши, а корпус делают с V-образным днищем (рис. 16).

Сконструированный за рубежом экспериментальный плавающий автомобиль под названием «Дьявол» (рис. 17) может преодолевать вертикальные стенки, валы из мягкого грунта, траншеи, бревна или валуны.

Корпус этого автомобиля изготовлен из двух секций, соединенных вертикальным жестко закрепленным шарниром, который обеспечивает возможность продольного колебания; каждое колесо автомобиля смонтировано на конце рычага и может поворачиваться вокруг своей оси на

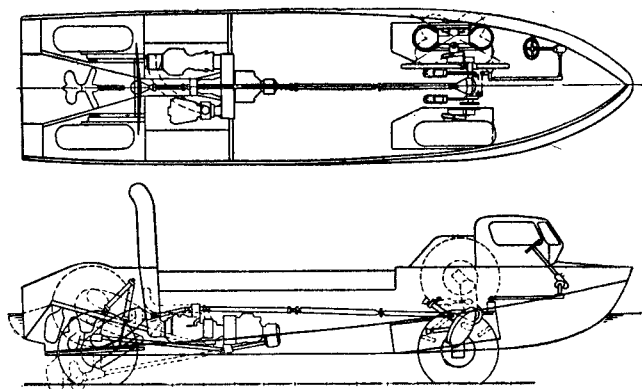


Рис. 16. Схема расположения агрегатов плавающего автомобиля «Сихорс II»

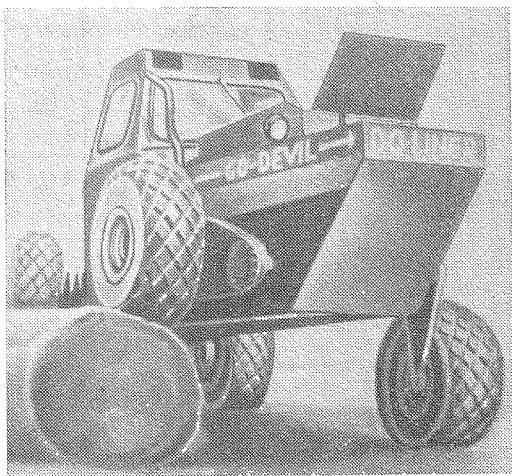


Рис. 17. Двухосный плавающий автомобиль «Дьявол»

360°; привод к каждому колесу осуществляется вмонтированной в рычаг цепной передачей.

В корме водонепроницаемого корпуса установлен гребной винт. Для уменьшения сопротивления при движении на воде колеса автомобиля можно поднимать. При движении по мелководью колеса могут занимать положение ниже корпуса, вращаясь синхронно с гребным винтом.

На болоте, где автомобиль теряет тяговые качества и способность плавать, движение осуществляется благодаря шаговому перемещению рычагов колес.

Особую группу плавающих машин составляют автопоезда, включающие в конструкцию не менее двух шарнирно соединенных между собой транспортных звеньев (секций).

В зависимости от распределения тяговых усилий различают автопоезда с **активными** прицепными звеньями (весь прицепной состав имеет ведущие колеса) и автопоезда с **пассивными** прицепными звеньями (без ведущих колес).

Используют в них активные прицепные звенья автопоезда — один из наиболее эффективных способов повышения его проходимости.

Автопоезд ХМ-437 типа «Гоуэр» с активными прицепными звеньями показан (схематично) на рис. 18. Он состоит из двух звеньев, каждое из которых имеет по одной оси: переднее звено — тягач, заднее — полуприцеп.

Характерной особенностью машины типа «Гоуэр» является: применение колес большого диаметра с шинами низкого давления, позволяющими увеличить тягу на колесах за счет уменьшения сопротивления качению; применение передних и задних ведущих мостов (колес); отсутствие подвески колес и применение несущего водонепроницаемого кузова.

В машинах типа «Гоуэр» коэффициент использования веса (отношение веса полезной нагрузки к полному весу груженой машины) достигает 50%, тогда как у обычных транспортных машин он, как правило, немногим более 30%.

Энергия от ведущего звена активного автопоезда к его прицепным звеньям может передаваться механической, электрической и гидравлической передачами.

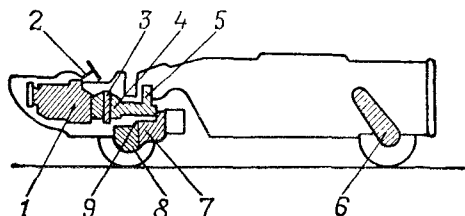


Рис. 18. Схема расположения агрегатов машины (автопоезда) ХМ-437:

1 — двигатель; 2 — руль; 3 — электрический генератор; 4 — сцепление; 5 — электрический привод рулевого управления; 6 — электродвигатель привода задних колес; 7 — коробка передач; 8 — дифференциал; 9 — раздаточная коробка

В автопоезде ХМ-437 применена электрическая передача на задние колеса. Крутящий момент от дизеля, установленного в передней части тягача, передается на передние колеса через сцепление, механическую коробку передач и редуктор. Этот же двигатель вращает электрогенератор, питающий тяговые электродвигатели каждого заднего колеса.

Плавающий поезд с пассивным прицепным звеном показан на рис. 19.

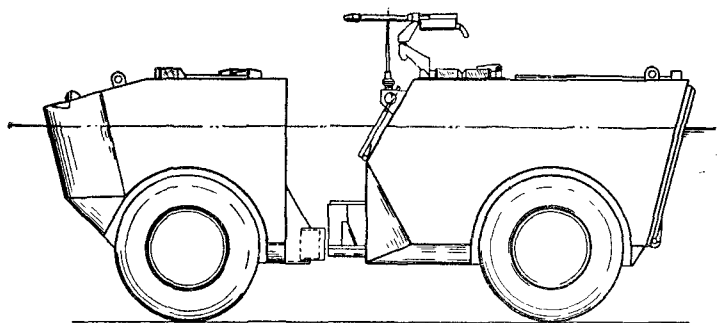


Рис. 19. Схема плавающего автопоезда с пассивным прицепным звеном

Плавающие гусеничные машины имеют для движения по суше гусеничный движитель, обеспечивающий высокую проходимость по местности. Он дает возможность гусеничной машине двигаться в таких условиях местности, в которых движение колесных плавающих машин почти невозможно.

Наиболее простая схема плавающего танка показана на рис. 20. На танке Т-40 установлен один двигатель. Усилие от двигателя через сцепление передается на механическую ступенчатую коробку передач и далее через главную передачу и дифференциал распределяется на ведущие колеса.

Движителем на воде служит гребной винт, установленный в нише кормового листа. Передача крутящего момента к гребному винту осуществляется карданным валом, который приводится во вращение от коробки передач через дополнительную коробку отбора мощности, укрепленную с левой стороны коробки передач.

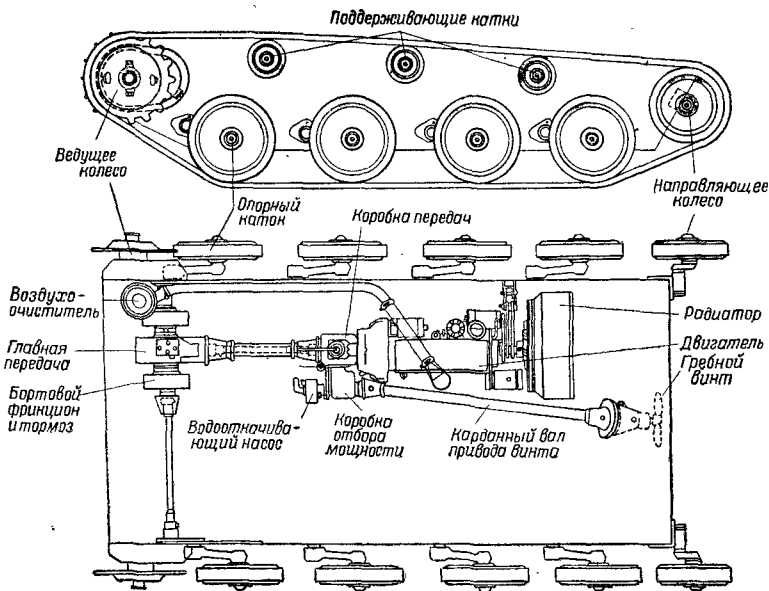


Рис. 20. Схема расположения основных агрегатов плавающего танка Т-40

Расположение двигателя оказывает существенное влияние на компоновку плавающих машин. На рис. 21 показана схема силовой передачи и ходовой части плавающего гусеничного бронетранспортера М-113. Силовая установка, коробка передач и механизм поворота размещены в правой передней части корпуса.

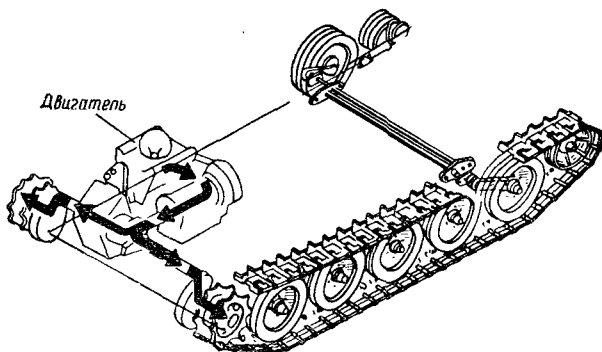


Рис. 21. Схема расположения основных агрегатов на плавающем гусеничном бронетранспортере М-113

На рис. 22 изображена конструктивная схема плавающего гусеничного бронетранспортера М-59 с двумя автомобильными бензиновыми двигателями, которые

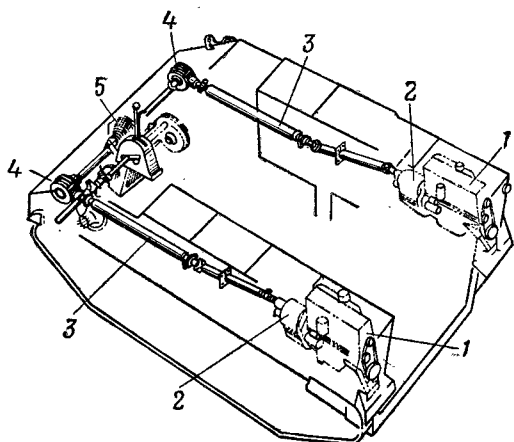


Рис. 22. Схема трансмиссии плавающего гусеничного бронетранспортера М-59:

1 — двигатель; 2 — коробка передач; 3 — карданный вал; 4 — главная передача; 5 — механизм поворота

вместе с силовой передачей расположены по бортам машины в специальных отсеках.

На рис. 23 показан макетный образец плавающей машины с необычным гусеничным движителем, позволяющим

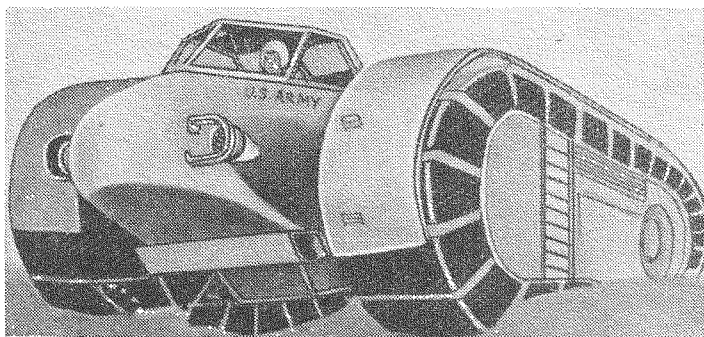


Рис. 23. Макетный образец плавающей машины с гусеничными лентами, заполненными сжатым воздухом

передвигаться по различным грунтам, снегу и грязи. Гусеничные ленты машины состоят из полых резиновых блоков со специальной пропиткой. Секции блоков, изготовленные из самоклеивающейся резины, заполняются сжатым воздухом низкого давления.

В случае прокола резина блоков самоклеится, а централизованная подкачка обеспечит восстановление давления воздуха в блоках.

Во избежание скольжения забитой поверхности гусеницы по грунту и уменьшения силы тяги по сцеплению при движении по грязным дорогам и снегу предусматривается автоматическая очистка поверхности гусеничных лент сжатым воздухом.

Гусеничные машины, как правило, имеют движитель, состоящий из двух половин: правой и левой; гусеницы машины, перематываемые ведущими колесами, создают рельсовый путь, по которому катится корпус машины на опорных катках, чем обеспечивается устойчивость машины при движении по суше.

При повороте движение гусеничной машины определяется скоростями обеих гусениц: забегающей и отстающей. Радиус поворота зависит от соотношения скоростей забегающей и отстающей гусениц. Наименьший возможный для гусеничной машины радиус поворота, равный половине ширины колеи машины, получается при вращении гусениц в разные стороны с одинаковой скоростью.

У большинства гусеничных машин наименьший радиус поворота равен ширине колеи. При этом предполагается, что отстающая гусеница полностью заторможена и скорость ее равна нулю. Практически при полностью затянутом тормозе отстающая гусеница движется юзом, т. е. ее опорная поверхность не лежит на грунте неподвижно, а проскальзывает вперед, в сторону движения, вызывая добавочное сопротивление грунта.

Этот метод поворота обуславливает ряд существенных ограничений в конструкции гусеничных машин. Одно из таких ограничений — отношение длины опорной поверхности гусениц к колее. Так, длина машины определяется в зависимости от ее ширины; чем длиннее и уже машина, тем хуже она поворачивается. Отношение длины опорной поверхности гусениц к ширине не должно превышать 1,6.

Предпринимались попытки осуществить поворот гусеничных машин посредством изгиба гусениц в плане. Однако из-за больших радиусов поворота и ввиду конструктив-

ных усложнений при его осуществлении этот способ поворота не получил широкого распространения. Необходимость улучшения проходимости гусеничных машин в особо трудных условиях (по снегу, болотистым участкам местности и т. п.), а также достижения в области теории взаимодействия гусеничных движителей машин с грунтом обусловили появление сочлененных гусеничных машин (поездов).

В сочлененных гусеничных машинах изгиб гусеницы в плане при поворотах достигается путем деления гусеницы по длине на несколько (два или три) жестких звеньев,

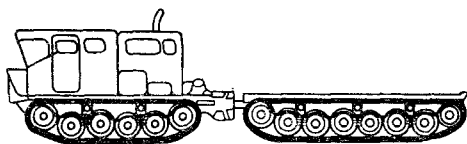


Рис. 24. Сочлененная двухзвенная гусеничная машина (автопоезд) «Террапин»

каждое из которых может поворачиваться относительно соседних.

На рис. 24 изображена сочлененная двухзвенная машина «Террапин», у которой все

четыре гусеницы приводятся в движение одним двигателем, установленным в первом звене. Привод на второе звено осуществляется карданным валом, проходящим через шарнирное соединение в сцепке звеньев.

Управляют поездом при помощи двух гидравлических цилиндров, размещенных в горизонтальной плоскости сцепки. Перемещение штоков в цилиндрах заставляет тягач изменять свое положение относительно полуприцепа.

Рассмотрим теперь более подробно устройство и основные конструктивные особенности важнейших агрегатов и механизмов плавающих машин.

Корпус

Корпус плавающей машины служит для размещения и крепления агрегатов, механизмов и оборудования. В нем также размещаются экипаж, десант и груз. Корпус представляет собой жесткую коробку, изготовленную из металла или синтетических конструкционных материалов.

Чтобы обеспечить плавающей машине высокие водоходные качества, корпус ее должен иметь необходимое водоизмещение, быть водонепроницаемым, прочным и жестким при минимальном весе. Он должен иметь обтекаемую форму, обеспечивать устойчивость против опрокидывания по продольной и поперечной осям. Кроме того, корпус машины должен обеспечивать вход машины в воду и выход из

нее при больших углах наклона и крена, быть простым и удобным в производстве и обслуживании, иметь приспособления для буксировки.

Водоизмещение корпуса зависит от его габаритных размеров: длины, ширины, высоты. Длина корпуса обычно в два — три раза больше его ширины.

Водонепроницаемость металлического корпуса обеспечивается высоким качеством сварных швов, а в разъемных соединениях — установкой резиновых и сальниковых уплотнений.

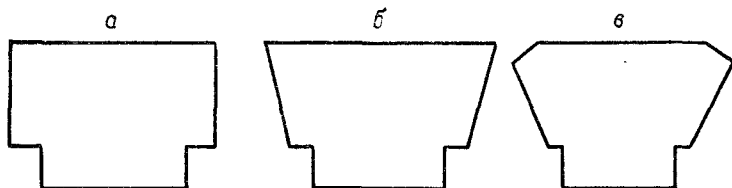


Рис. 25. Формы поперечных сечений корпусов плавающих машин: а — прямостенные (вертикальные) борта; б, в — наклонные борта

Прочность и жесткость корпуса достигаются прочностью соединений стальных листов корпуса, введением продольных и поперечных связей, составленных в виде сваренных вместе угловых, коробчатых и тавровых металлических профилей. При расчете корпуса на прочность и жесткость учитывают, что он должен воспринимать все силы, действующие извне (давление воды, различные удары) и изнутри (вес грузов и механизмов, неуравновешенные силы, возникающие при работе механизмов, и др.) машины.

Вследствие того что формы обводов и размеры корпуса сильно влияют на ходовые качества машины (главным образом на максимальную скорость движения на воде), корпусу стремятся придать обтекаемую форму, а также сделать его возможно меньшего поперечного сечения, учитывая при этом остойчивость машины на плаву.

Форма корпуса обычно симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, проведенной посередине машины. Симметричность формы корпуса облегчает управление машиной.

Борта корпусов машин (рис. 25) могут быть прямостенными (вертикальными) и с завалом (с наклоном к диаметральной плоскости) или представлять собой сочетание завала с развалом.

Сопротивление выступающих частей на подводной поверхности корпуса и устанавливаемых на нем гусениц может быть значительным. Поэтому, создавая обтекаемую форму выступающих частей, стремятся обеспечить минимальное их сопротивление. Обычно сопротивление выступающих частей определяют испытанием моделей. Сравнение полученной величины сопротивления с буксировочным сопротивлением модели корпуса позволяет установить фак-

тическое сопротивление выступающих частей.

К корпусу колесных плавающих машин предъявляются те же требования, что и к корпусу гусеничных плавающих машин.

Корпус плавающего автомобиля, как правило, изготовляется из листовой стали толщиной 1—3 мм. Он может быть понтонного или несущего типа.

Корпус понтонного типа конструи-

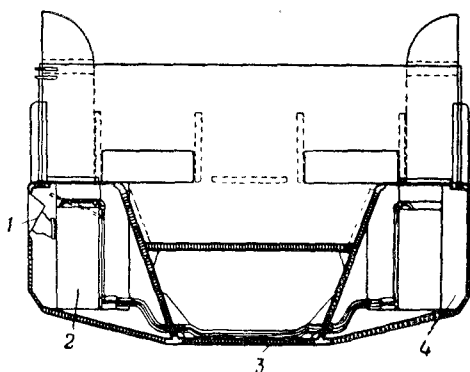


Рис. 26. Конструкция корпуса плавающего четырехкольного автомобиля ХМ-521:

1 — горловина для заправки топлива; 2 — бак для топлива; 3 — днище автомобиля; 4 — пенопласт

руется на раме шасси колесной машины. Днище корпуса охватывает раму снизу. В нем делаются выемки для мостов и карданных валов и тоннели для гребных винтов. Внутри корпуса несущего типа размещаются почти все основные агрегаты (двигатель, силовая передача и др.).

Подвеска колес на машине с корпусом несущего типа может быть независимой или жесткой. При независимой подвеске каждое колесо подвешено к раме отдельно и положение одного колеса не зависит от перемещения другого; жесткая подвеска — это подвеска без рессор или других упругих элементов.

В целях снижения веса плавающих машин сейчас все более широко применяют различные синтетические материалы, отличающиеся сравнительно малым объемным весом, относительно высокой механической прочностью, химической и биологической стойкостью, способностью поглощать

и гасить вибрацию и другими ценными физико-химическими свойствами.

На ряде плавающих машин из пластмасс изготавливают корпуса плавающих машин, шестерни, тормозные наклад-ки, вкладыши подшипников, рулевые колеса, приборные доски и арматуру.

На рис. 26 показана конструкция корпуса плавающего четырехосного автомобиля ХМ-521, в котором в качестве заполнителя между стенками применен пенопласт. Для большей жесткости и прочности корпуса при минимальном весе стенки его изготавливаются из панелей алюминиевых листов, между которыми помещается сотовая металлическая прокладка.

Корпус автомобиля собирают из 24 плоских и одной закругленной панелей, которые соединяют между собой заклепками и клеем. На один автомобиль расходуется около 37 кг пенопласта.

Силовая установка

Под силовой установкой понимаются двигатель и все агрегаты, системы, детали и элементы конструкции машины, необходимые для обеспечения работы двигателя.

В силовую установку входят: двигатель, рама двигателя, системы питания, смазки, охлаждения, запуска и др.

Источником движения плавающих машин служат двигатели внутреннего сгорания, преобразующие тепловую энергию топлива в механическую работу.

На плавающих машинах устанавливают такие же двигатели, как и на сухопутных: карбюраторные, с воспламенением от сжатия (дизели), двигатели жидкостного и воздушного охлаждения и газотурбинные. Однако двигатели плавающих машин многими конструктивными деталями отличаются от двигателей сухопутных машин.

Большие скорости движения лучше всего могут быть обеспечены мощными и легкими двигателями, которые сумеют преодолеть резко возрастающее при увеличении скорости движения сопротивление воды. Поэтому при выборе двигателя для плавающих машин учитывают прежде всего такие его показатели, как удельный вес, компактность, экономичность и надежность работы.

Удельным весом двигателя называется сухой его вес¹.

¹ Сухой вес двигателя — вес его при незаполненных системах питания, смазки и охлаждения.

приходящийся на единицу максимальной мощности. Чтобы наиболее рационально использовать водоизмещение машин, обычно устанавливают двигатели с небольшим удельным весом.

Компактность конструкции двигателя характеризуется отношением его объема, подсчитанного по габаритным размерам, к мощности или числу сил, приходящихся на единицу площади пола или объема.

Экономичность двигателя оценивается минимальным расходом топлива и смазки на 1 л. с. в час. Наиболее экономичными считаются дизели, расходующие 170—250 г/л. с. в час недорогого тяжелого топлива. Очень важно обеспечить безотказную работу двигателя на всех режимах в течение длительного времени.

На колесные плавающие машины в настоящее время, как правило, устанавливают карбюраторные двигатели. Это объясняется их большей литровой мощностью¹ и меньшей стоимостью.

Существенное влияние на общую схему плавающей машины и на ее конструктивное оформление оказывают тип двигателя и его расположение в машине.

На плавающие колесные и гусеничные машины обычно устанавливают один двигатель, реже — два (см. рис. 22). На машинах типа «Дрейк», «Террапин I», «Террапин II» и др. — два двигателя, а на колесном транспортере «Барк» — даже четыре.

При установке одного двигателя его могут располагать в средней части корпуса у борта, в средней части корпуса на центральной продольной оси, в кормовой или носовой части корпуса машины.

Двигатель на машине необходимо разместить так, чтобы получить более рациональные формы корпуса, обеспечить необходимый дифферент на корму, создать максимум удобств для экипажа, обеспечить нормальное и равномерное охлаждение двигателя и рациональное размещение воздухоподводящих каналов и выпускных труб. Как правило, стремятся расположить двигатель как можно ниже.

При выборе запаса мощности двигателя и расчете систем охлаждения и смазки учитывают возможность длительной работы двигателя плавающей машины в тяжелых

¹ Литровая мощность — максимальная мощность двигателя, отнесенная к выраженной в литрах сумме рабочих объемов всех цилиндров двигателя, т. е. к литражу двигателя.

условиях. Систему охлаждения рассчитывают также на возможность движения на воде с закрытыми воздухоподводящими каналами, а на суше — на возможность пробуксовывания движителя при повышенном числе оборотов и перегреве двигателя.

Для предотвращения попадания воды в двигатель при его заглохании на плавающей машине выпускную трубу газопровода располагают так, чтобы конец ее был значительно выше уровня ватерлинии.

В последние годы на плавающих машинах стали применять универсальные двигатели внутреннего сгорания повышенной мощности. Увеличение мощности двигателей достигается за счет увеличения рабочего объема при небольших габаритных размерах самого двигателя, V-образным расположением цилиндров, бóльшим их диаметром и коротким ходом поршней.

Вспомогательное оборудование размещается в верхней части двигателя в развале между блоками, что обеспечивает легкий доступ к оборудованию.

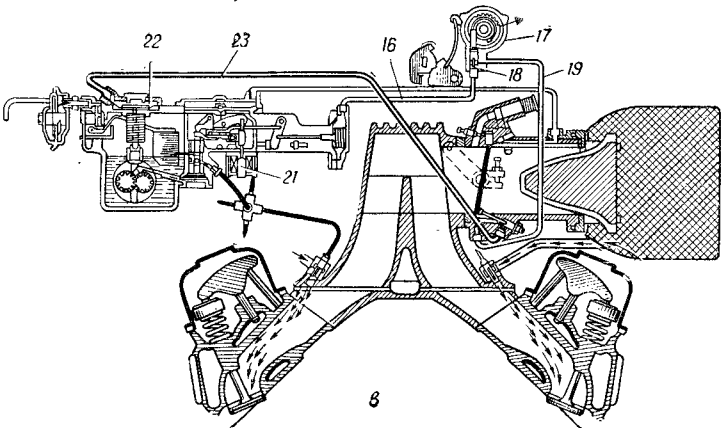
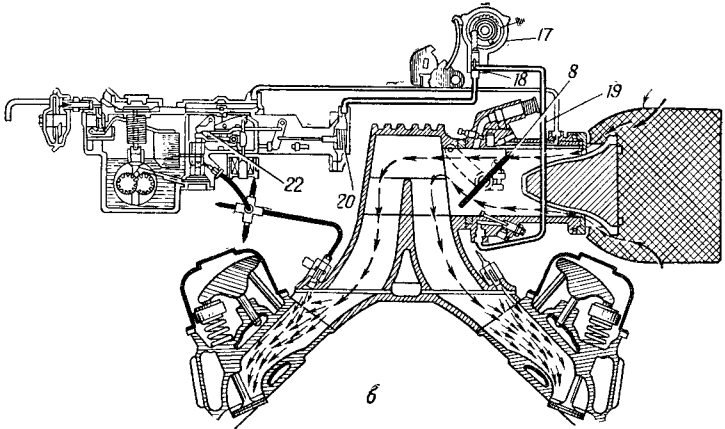
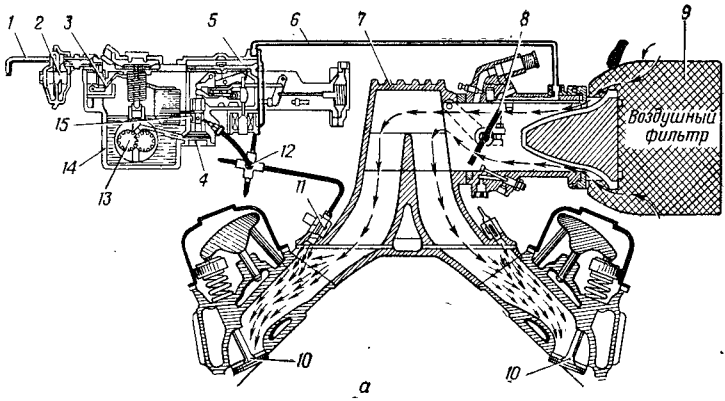
По сведениям зарубежной печати, в плавающих машинах устанавливаются также многотопливные двигатели, работающие на принципе воспламенения от сжатия, и двигатели с системой впрыска топлива.

В карбюраторных двигателях смешивание топлива с воздухом в определенной пропорции (в соответствии с режимом работы двигателя) осуществляется карбюратором. В результате разрежения в диффузоре жидкое топливо перемешивается с воздухом и испаряется, а полученная горючая смесь поступает в цилиндры двигателя.

Состав горючей смеси определяется весовым соотношением содержащихся в ней топлива и воздуха. При изменении удельного веса воздуха это весовое соотношение нарушается, в результате чего горючая смесь или обогащается, или обедняется.

Поскольку карбюратор обычно регулируется на нормальное атмосферное давление, горючая смесь при снижении давления в окружающей среде переобогащается, т. е. имеет значительный недостаток воздуха.

Быстро и полно сгорать в цилиндре двигателя топливо может лишь при смешении с воздухом в строго определенной весовой пропорции и при наибольшей поверхности соприкосновения с воздухом, т. е. при максимальном распылении. В обычном карбюраторе этого достичь трудно. Еще труднее правильно распределить горючую смесь по цилин-



драм, не нарушив при этом потока. Поэтому конструкторы стремятся усовершенствовать систему питания бензиновых двигателей или заменить карбюратор более совершенным устройством для дозирования горючей смеси — повышающей экономичность двигателя и расширяющей возможности эксплуатации машин в различных климатических условиях системой впрыска топлива. Существует несколько систем впрыска. Рассмотрим систему впрыска бензина, примененную на двигателе «Шевроле» (рис. 27).

Бензин впрыскивается под давлением 14 кг/см^2 с помощью насоса шестеренчатого типа, распределительного устройства и индивидуальных форсунок. Подача воздуха регулируется дроссельной заслонкой, имеющей привод от педали акселератора. Дозировка подачи топлива автоматическая с корректировкой при прогреве двигателя.

Воздух засасывается через воздушный фильтр 9 и впускной коллектор 7. Положение дроссельной заслонки 8, связанной с педалью акселератора, определяет количество воздуха, идущего в цилиндры двигателя.

Горючее поступает из бака в поплавковую камеру по трубопроводу 1. В фильтре 2 топливо очищается и затем попадает в поплавковую камеру 14, где запорная игла 3 регулирует уровень топлива. В этой же камере имеется шестеренчатый топливный насос 13, вращение которому передается от распределителя зажигания.

Насос подает топливо к плунжерному клапану 4, а в зависимости от положения клапана топливо по трубопроводу 12 направляется в распределительное устройство или к форсунке 11. Часть же его через перепускное отверстие 15 переходит обратно в поплавковую камеру. Форсунки впрыскивают топливо (бензин) во впускной коллектор, где оно смешивается с воздухом.

Система имеет ряд автоматических устройств, которые обеспечивают соответствующий состав смеси при различных режимах работы двигателя. Так, например, при запуске холодного двигателя (рис. 27, б), когда сразу нужно

Рис. 27. Принципиальная схема впрыска бензина на двигателе «Шевроле»:

a — средние обороты; *б* — пуск и прогрев двигателя; *в* — резкое закрытие дросселя, торможение двигателем; 1, 6, 12, 16, 19 и 23 — трубопроводы; 2 — топливный фильтр; 3 — запорная игла; 4 — плунжерный клапан; 5 — диафрагма; 7 — впускной коллектор; 8 — дроссельная заслонка; 9 — воздушный фильтр; 10 — впускные клапаны; 11 — форсунка; 13 — топливный насос; 14 — поплавковая камера; 15 — перепускное отверстие топлива; 17 — термоэлектрическое обогащательное устройство; 18 — клапан; 20 и 22 — диафрагмы; 21 — соленоид

подать большое количество топлива, одновременно со стартером включается соленоид 21. Он воздействует на плунжерный клапан 4, который, двигаясь вниз, перекрывает отверстие 15. Благодаря этому топливо интенсивно подается в форсунки.

При прогреве двигателя, когда требуется обогащенная смесь, вступает в работу термоэлектрическое обогатительное устройство 17, биметаллическая пружина и электрическая спираль которого изменяют положение клапана 18. Клапан разъединяет трубопроводы 16 и 19, по которым передается разрежение к диафрагме 20, воздействующее на плунжерный клапан 4.

На средних нагрузках (рис. 27, а) состав смеси определяется положением диафрагмы 5, связанной с плунжерным клапаном 4. Положение диафрагмы изменяется в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе, с которым полость диафрагмы соединена трубопроводом 6.

Когда дроссель резко закрывается (на малых оборотах), вступает в действие клапан, управляемый пружиной и диафрагмой 22 (рис. 27, в). При этом открывается отверстие для выхода топлива непосредственно из топливного насоса высокого давления в поплавковую камеру 14. Подача топлива в форсунки, естественно, значительно уменьшается.

Клапан управляется пружиной и диафрагмой, на которую воздействует разрежение во впускном коллекторе, передаваемое по трубопроводу 23.

Фирма «Бендикс» (США) разработала систему впрыска бензина с электронным управлением (рис. 28), в которой впрыскиваемое топливо дозируется, а состав смеси регулируется путем изменения продолжительности впрыска форсункой, снабженной электрическим соленоидом.

Основная часть системы — электронный модулятор, работающий на полупроводниковых триодах и других радиотехнических элементах. Подача топлива регулируется электрическими сигналами. С этой целью в регулируемую цепь модулятора включены специальные датчики с различными тепловыми и барометрическими устройствами. Они и регулируют состав смеси в зависимости от давления во всасывающем трубопроводе, температуры двигателя, положения дроссельной заслонки и других параметров. Система впрыска бензина с электронным управлением, как и система карбюрации, позволяет обогащать смесь (при запуске и прогреве двигателя) или обеднять ее (при резком уменьшении числа оборотов).

Во время работы двигателя топливный насос подает бензин из бака в магистраль и дальше по топливопроводам ко всем форсункам. Лишнее топливо возвращается в бак. Прерыватель-распределитель посылает импульсы модулятору. Преобразованные электрические сигналы идут через

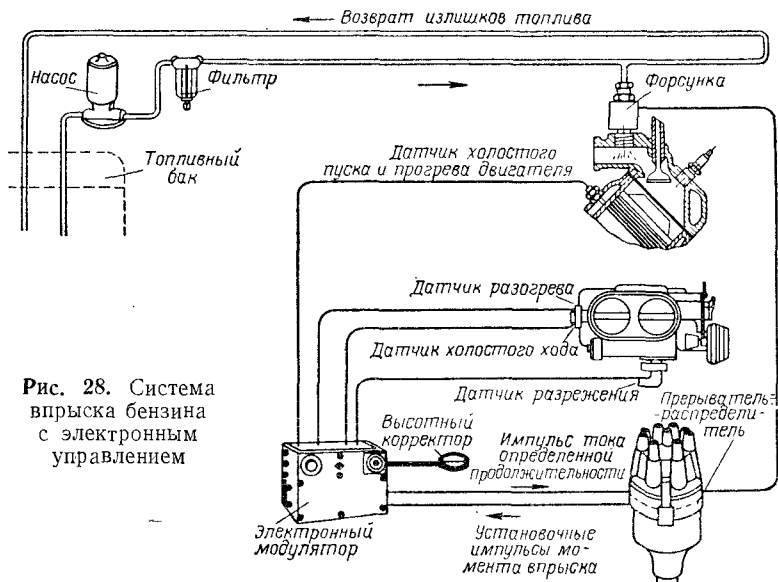


Рис. 28. Система впрыска бензина с электронным управлением

распределитель к определенной форсунке, которая и впрыскивает топливо в цилиндр с помощью соленоида, открывающего соответствующий клапан. Заметим, что количество впрыскиваемого топлива и продолжительность впрыска зависят от оцениваемого датчиком режима работы двигателя.

На плавающем колесном автомобиле «Флаинг Дак» установлена газовая турбина (газотурбинный двигатель).

Отличие газотурбинных двигателей (рис. 29) от поршневых состоит в другой организации рабочих процессов, в переходе от циклической прерывной организации работы к непрерывной. В газовой турбине нет кривошипно-шатунного механизма, сложной системы зажигания и клапанов.

Воздух через входное устройство поступает в компрессор, где сжимается до 4—7 ата, и направляется в камеру сгорания, в которую форсункой впрыскивается топливо.

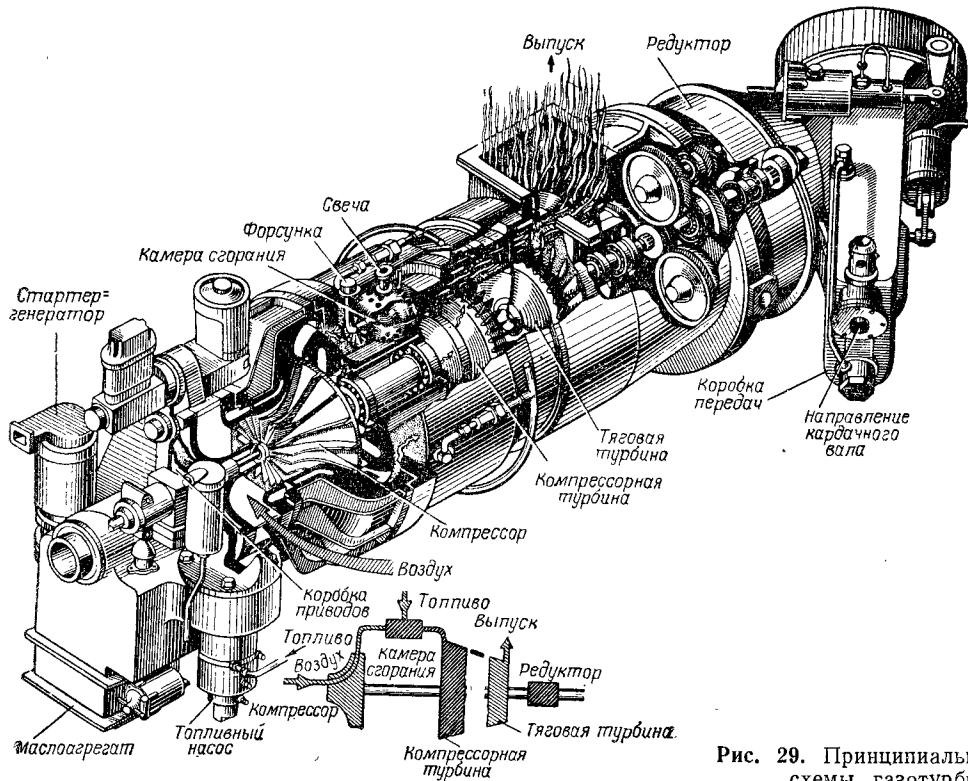


Рис. 29. Принципиальная и конструктивная схемы газотурбинной установки

Далее газовый поток с температурой 800—850° С поступает в компрессорную турбину, где часть энергии газа используется для привода компрессора, расположенного на одном валу с компрессорной турбиной. При дальнейшем движении газ попадает в тяговую (силовую) турбину, где расширяется до атмосферного давления, отдавая при этом оставшуюся часть энергии, которая передается через редуктор и силовую передачу на колеса машины.

Тяговая и компрессорная турбины установлены на разных валах (поэтому такая турбина называется двухвальной) и связаны между собой газодинамически.

Экономичность газотурбинной установки возрастает при повышении температуры рабочего газа перед турбиной (после камеры сгорания), при улучшении и совершенстве ее проточной части, а также при правильном выборе давления рабочего газа.

Для повышения коэффициента полезного действия газотурбинного двигателя и уменьшения расхода топлива применяют теплообменник, предназначенный для регенерации тепла. Отработавший газ не выбрасывается наружу, а поступает в теплообменник, где отдает некоторую часть тепла воздуху, сжатому в компрессоре. Таким образом, для достижения в камере сгорания той же температуры, что и в газотурбинном двигателе без регенератора, при одинаковом расходе воздуха топлива потребуется меньше.

Важные преимущества газотурбинного двигателя — небольшой вес и меньшие (по сравнению с двигателем внутреннего сгорания) габариты. Кроме того, газотурбинный двигатель не имеет системы охлаждения, за которой требуется большой уход, особенно в зимних условиях. Газотурбинный двигатель быстро запускается, может переходить на полную мощность без прогрева и работать на любых сортах жидкого топлива, включая и тяжелое топливо для дизелей. Он упрощает силовую передачу и управление машиной. Положительным качеством газотурбинного двигателя является и то, что его выпускные газы не имеют неприятного запаха.

Охлаждение двигателя

В плавающих машинах для охлаждения двигателя наиболее часто используется система жидкостного охлаждения, в которой основное количество тепла от двигателя отводится при помощи жидкости, циркулирующей в системе (в рубашках цилиндров и радиаторах). Вода отбирает теп-

ло от стенок двигателя и передает его окружающему воздуху через радиатор.

Воздушное охлаждение, при котором тепло от двигателя отводится непосредственно воздухом, применяется значительно реже (на машинах МК1-ЛВТ(А)1 и «Фокс»), чем жидкостное охлаждение. В этом случае поверхности охлаждения увеличиваются путем оребрения.

Жидкостная система охлаждения по сравнению с воздушной обеспечивает более равномерное охлаждение двигателя, упрощает компоновку машины, а в условиях низких температур окружающего воздуха благодаря возможности быстрого предварительного прогрева обеспечивает более легкий пуск двигателя.

К недостаткам жидкостного охлаждения относятся потребность в охлаждающей жидкости, а также возможность размораживания двигателя.

Охлаждать двигатель плавающих машин довольно трудно, так как места входа и выхода воздуха при плавании машин прикрыты (а иногда и совсем закрыты) колпаками или жалюзи. Поэтому в плавающих машинах устанавливают радиаторы с увеличенной поверхностью охлаждения, в связи с чем увеличиваются емкость системы охлаждения и мощность вентилятора.

Эффективность работы вентилятора, обеспечивающего необходимый для охлаждения расход воздуха, в значительной степени зависит от его размещения и компоновки смежных деталей. Размеры и форма направляющего кожуха должны соответствовать конфигурации вентилятора; радиальный зазор между концами его лопастей и кожухом должен быть минимальным. Конструкция вентилятора выбирается в соответствии со скоростью его вращения и гидравлическим сопротивлением системы.

Всякие препятствия на пути воздушного потока ухудшают характеристику вентилятора. Поэтому вентилятор не располагают близко к радиатору.

Большинство жидкостных систем охлаждения выполняются закрытыми. Такие системы могут кратковременно работать при температуре выше допустимой, без закипания охлаждающей жидкости, что позволяет уменьшить габариты радиатора.

Для предохранения закрытой системы охлаждения от разрушения (вследствие изменения внутреннего давления) в ней устанавливаются паровой и воздушный клапаны. Паровой клапан предохраняет систему от разрушения при

повышении температуры жидкости, а воздушный — при падении давления в системе.

На большинстве плавающих машин в выходном патрубке головки блока (в системе охлаждения) устанавливается термостат, прекращающий циркуляцию охлаждающей жидкости через радиатор при понижении ее температуры ниже установленной. Термостат позволяет также ускорить прогрев двигателя и предотвратить его переохлаждение.

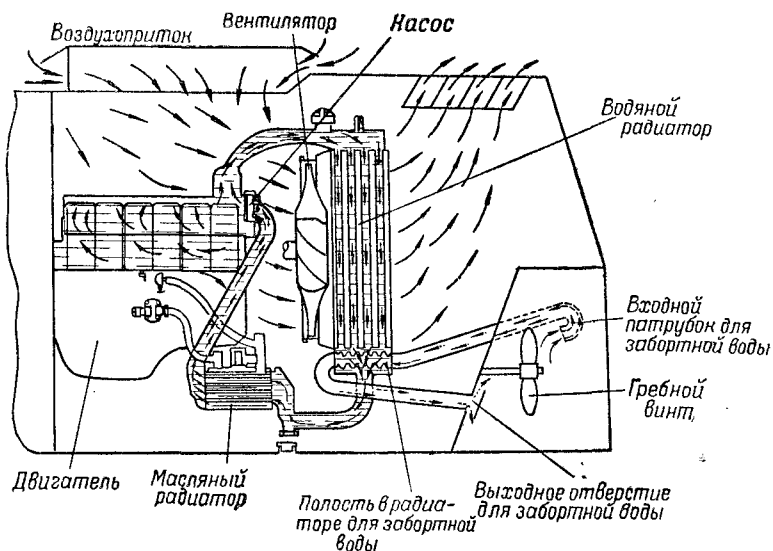


Рис. 30. Схема системы охлаждения двигателя плавающего танка Т-40

В качестве примера рассмотрим устройство жидкостного охлаждения двигателя плавающего танка и плавающего автомобиля.

На рис. 30 показана схема системы охлаждения двигателя плавающего танка Т-40. Она состоит из насоса, обеспечивающего циркуляцию воды, водяного радиатора, вентилятора, усиливающего циркуляцию воздуха через радиатор, и трубопроводов. Радиатор установлен позади двигателя в корме машины.

Центробежный водяной насос нагнетает воду в рубашку охлаждения двигателя.

Здесь вода омывает горячие стенки цилиндра и, нагреваясь, поступает через верхний патрубок головки блока в верхний коллектор радиатора. Двигаясь через радиатор

сверху вниз, вода отдает тепло поверхностям радиатора, а затем через нижний коллектор водяного радиатора и масляный радиатор возвращается в водяной насос.

Воздух внутрь машины засасывается через воздухоприток, расположенный над двигателем, после чего вентилятором прогоняется через соты водяного и масляного радиаторов и выходит наружу через регулируемые жалюзи.

При движении танка на воде воздухоприток и жалюзи могут быть полностью закрыты, вследствие чего охлажде-

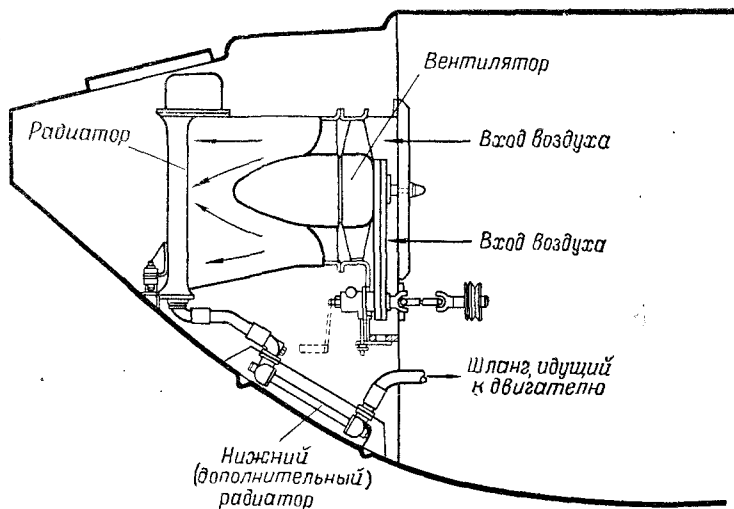


Рис. 31. Схема системы охлаждения плавящего четырехосного колесного автомобиля «Террапин»

ние двигателя значительно ухудшается. Во избежание перегрева двигателя при закрытом воздухопритоке на танке установлено специальное устройство, обеспечивающее охлаждение нижнего коллектора радиатора заборной водой.

Заборная вода циркулирует следующим образом. В нише гребного винта снаружи танка прикреплен патрубок, направленный отверстием в сторону отбрасываемой гребным винтом струи воды. Вошедшая через патрубок вода по трубе направляется в полость нижнего коллектора радиатора. Выходное отверстие для заборной воды расположено также в нише гребного винта непосредственно перед винтом. Создающееся при вращении гребного винта разрежение у выходного отверстия способствует циркуля-

ции забортной воды через полость нижнего коллектора радиатора.

Полость нижнего коллектора радиатора изолирована от воды, находящейся в системе охлаждения двигателя. Поэтому забортная вода не смешивается с водой, заливаемой в систему охлаждения.

Расположение радиаторов в системе показано на схеме системы охлаждения плавающего четырехосного колесного автомобиля «Террапин» (рис. 31).

Для лучшего охлаждения двигателя при движении автомобиля на воде в нишах в передней части корпуса установлен дополнительный радиатор. Он смонтирован над основным радиатором и состоит из медных трубок, верхнего и нижнего бронзовых коллекторов. Медные трубки через специальные отверстия в днище непрерывно омываются забортной водой.

Запуск двигателя при низких температурах

Для облегчения запуска дизелей на ряде зарубежных плавающих машин устанавливается «Старт-пилот» — приспособление, состоящее из капсюльного корпуса с эмульсионным прибором, ручного насоса двойного действия, одного или нескольких распылителей и соединительных труб. Оно крепится на щитке приборов и служит для подачи во впускной коллектор незначительного количества пускового топлива. Поставляемое в герметически закрытых капсюлях пусковое топливо представляет собой смесь углеводородов, имеющих очень низкую температуру самовоспламенения. Попадая вместе с воздухом в цилиндры двигателя, пусковое топливо превращается в газ, сжимается, воспламеняется и, действуя как химические запальные свечи, резко сокращает период запаздывания самовоспламенения дизельного топлива.

Силовая передача

Чтобы заставить плавающую машину двигаться, надо усилия, развиваемые двигателем, передать на движитель. Эти усилия передаются через группу агрегатов и механизмов, которая называется силовой передачей. Силовая передача преобразует крутящий момент двигателя по величине и направлению и передает его к ведущим колесам автомобиля или гусеницам гусеничной машины, а в плавающих машинах она служит, кроме того, для передачи крутящего момента к водоходному движителю и лебедке.

В плавающих колесных машинах силовую передачу составляют: сцепление, коробка передач, раздаточная коробка, карданная передача, дифференциал, полуоси и приводные валы на винт. Основные механизмы силовой передачи плавающих гусеничных машин: главный фрикцион, коробка передач, механизмы поворота, бортовые передачи и приводные валы на винт.

По способу преобразования крутящего момента двигателя силовые передачи подразделяются на механические, гидродинамические и гидромеханические.

В механических передачах крутящий момент, передаваемый от двигателя, изменяется механически (подбором соответствующих передаточных отношений коробки передач, демультипликатора, главной передачи и др.).

В гидродинамических передачах крутящий момент преобразуется только гидротрансформатором.

В гидромеханических передачах крутящий момент вначале преобразуется в гидротрансформаторе, а затем в механической коробке передач.

Наибольшее применение в плавающих машинах находят механические силовые передачи, так как они просты в изготовлении, обеспечивают необходимый предел изменения передаточных чисел и надежны в эксплуатации.

Рассмотрим устройство основных механизмов силовой передачи.

Сцепление (или главный фрикцион). Сцепление служит для временного разобщения двигателя с силовой передачей при переключении шестерен в коробке передач (для ослабления удара зубьев) и для последующего плавного соединения двигателя с силовой передачей.

В зимнее время выключение сцепления облегчает запуск двигателя, а при резком торможении предохраняет силовую передачу от перегрузки.

Конструкции сцеплений, применяемых в плавающих машинах, очень разнообразны. По характеру связи между ведущими и ведомыми частями сцепления подразделяются на фрикционные и гидравлические (гидромуфты).

Во фрикционных сцеплениях крутящий момент от ведущих элементов к ведомым передается в большинстве случаев силой трения дисков. Сцепления этого типа могут быть однодисковые, двухдисковые и многодисковые. Они подразделяются также на сцепления с сухими дисками и с дисками, работающими в масле.

На некоторых плавающих машинах устанавливаются гидравлические сцепления — гидромуфты (рис. 32), работающие вместе с планетарной коробкой передач.

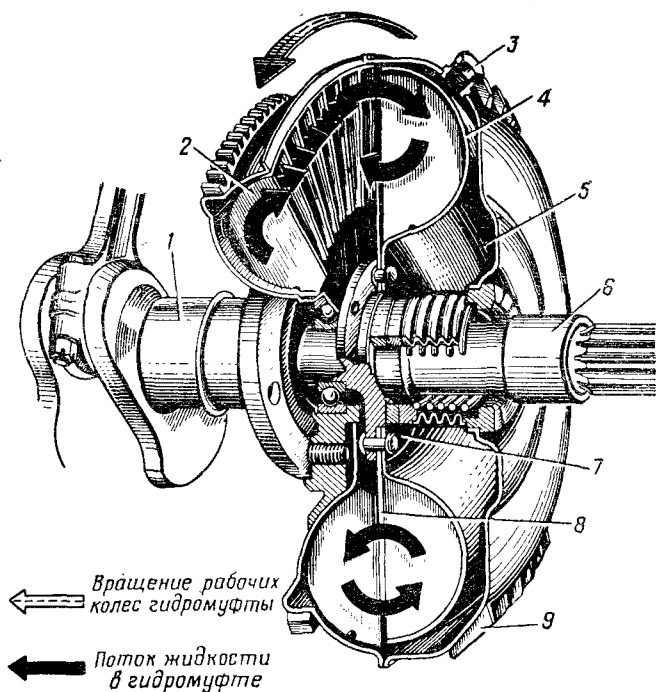


Рис. 32. Гидромуфта:

1 — коленчатый вал двигателя; 2 — насосное колесо; 3 — заливная пробка; 4 — турбинное колесо; 5 — дополнительная полость; 6 — ведомый вал; 7 — торцовое уплотнение; 8 — порожек; 9 — ребра для воздушного охлаждения гидромуфты

В гидравлическом сцеплении ведущий и ведомый элементы механически не связаны. Ведущий элемент — насосное лопастное колесо — приводится во вращение от коленчатого вала двигателя и создает циркуляцию рабочей жидкости, преобразуя механическую работу двигателя в кинетическую энергию движущейся по его лопаткам жидкости. Начав циркулировать, жидкость попадает на лопатки турбинного колеса, связанного с силовой передачей машины. В турбинном колесе кинетическая энергия жидкости вновь преобразуется в механическую работу.

Гидромуфта позволяет плавно трогать машину с места, устойчиво двигаться на прямой передаче с малой ско-

ростью при достаточно высоких оборотах двигателя и крутящем моменте и исключает опасность останова двигателя.

Коробка передач. Наибольшее распространение на плавающих машинах получили механические ступенчатые коробки передач с ручным управлением. Они просты в изготовлении, обеспечивают необходимый предел изменения передаточных чисел, надежны в эксплуатации на всех передачах.

Однако ступенчатые коробки передач, работающие вместе с фрикционным сцеплением, имеют и недостатки: при их эксплуатации необходимо ручное управление; двигатель не всегда работает на наиболее выгодных режимах (передаточные числа водителю приходится выбирать из имеющегося ограниченного количества передач, в результате чего не обеспечиваются наиболее высокие тяговые качества).

На машинах со ступенчатыми коробками передач движение с малой скоростью, а также трогание с места происходят при буксующем сцеплении и сопровождаются рывками машины, вследствие чего ведущими колесами или гусеницами срезается поверхностный грунт, машина начинает буксовать и, следовательно, проходимость ее снижается.

В последнее время на плавающих машинах получают распространение гидромеханические передачи, в которых гидротрансформатор работает вместе с шестеренчатой передачей.

Гидромеханическая передача по сравнению с обычной шестеренчатой коробкой передач имеет ряд преимуществ, позволяющих облегчить управление (машина трогается с места плавно и так же плавно набирает скорость), уменьшить крутильные колебания двигателя, улучшить комфортабельность машины, повысить безопасность движения (водитель меньше утомляется).

Гидротрансформатор обеспечивает плавный разгон машины без прекращения передачи мощности при переключении, сокращает время разгона, уменьшает влияние ударных нагрузок на силовую передачу и износ двигателя. Кроме того, гидротрансформатор повышает проходимость машины по снегу, песку и слабым грунтам, обеспечивает на ведущих колесах устойчивую силу тяги и снижает возможность буксования.

Основные недостатки гидромеханической передачи: сложность конструкции, высокая стоимость, повышенный

вес, бóльший, чем в машинах с силовой (механической) передачей, расход топлива.

Дифференциал. В механизмах силовой передачи особую роль играет дифференциал, устанавливаемый между колесами и обеспечивающий возможность их вращения с неодинаковой угловой скоростью, например, на повороте, когда одно колесо должно проходить больший путь, чем другое.

В некоторых многоосных машинах, чтобы избежать явления циркуляции мощности (появление на одной из осей отрицательных моментов), увеличивающего потери в механизмах и износ механизмов, устанавливают межосевые и межбортовые дифференциалы или конструктивно обеспечивают выключение управляемых осей на дорогах с малым сопротивлением движению.

При наличии в машине дифференциала между числом оборотов колес существует определенная зависимость: сумма чисел оборотов колес всегда равна удвоенному числу оборотов коробки дифференциала. Поэтому при уменьшении числа оборотов одного из колес число оборотов другого колеса настолько же увеличивается.

При недостаточном сцеплении с дорогой одно из колес, попав на скользкое место (на снег, грязь, обледенелый грунт), начинает буксовать. Тяговое усилие из-за скольжения становится очень малым. Благодаря свойству дифференциала распределять усилия между колесами поровну тяговое усилие на втором колесе (имеющем достаточное сцепление с дорогой) также становится очень малым и колесо останавливается, зато буксующее колесо начинает вращаться с удвоенной скоростью.

Таким образом, машина вследствие буксования на скользком или мягком грунте одного из соосных ведущих колес останавливается. В этом существенный недостаток дифференциала.

Кроме того, наличие обычного дифференциала в ведущей оси автомобиля способствует раскручиванию колес двигателем при его отрыве от грунта.

Приземление раскрученного колеса вызывает возникновение на ведущих колесах разных по величине тяговых сил, которые создают моменты в плоскости дороги, стремящиеся нарушить боковую устойчивость машины. Чтобы устранить указанные существенные недостатки дифференциала, на некоторых плавающих машинах дифференциал принудительно блокируется, т. е. обе полуоси машины

жестко соединяются и вращаются как одно целое с дифференциальной коробкой и ведомой шестерней главной передачи, чем предотвращается буксование одного из ведущих колес. Блокировка дифференциала значительно повышает проходимость машины при движении по труднопроходимым участкам пути (по снегу, заболоченным участкам), так как дифференциал с принудительной блокировкой дает возможность передавать на ведущие колеса весь подводимый от двигателя крутящий момент и реализовать его по условиям сцепления с дорогой.

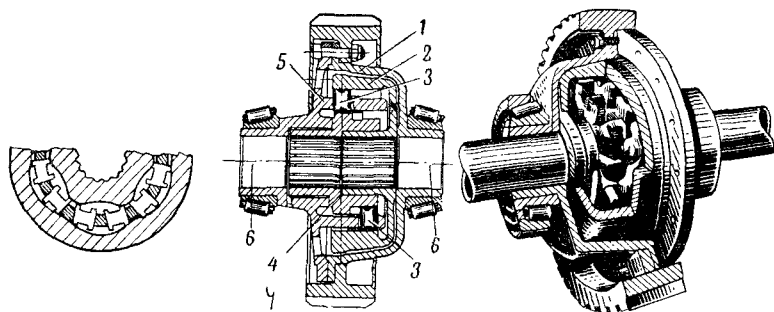


Рис. 33. Самоблокирующийся дифференциал кулачкового типа:
 1 — чашка дифференциала; 2 — наружная обойма; 3 — сухари; 4 — внутренняя
 обойма; 5 — сепаратор; 6 — полуось

Блокировка обычно включается механически перед преодолением труднопроходимых участков пути с помощью отдельного рычага, установленного у водителя.

Однако полная блокировка колес ведущего моста при ручном приводе усложняет управление машиной, так как водителю всегда нужно помнить о включении и выключении дифференциала. Поэтому на некоторых машинах применяются самоблокирующиеся дифференциалы кулачкового (рис. 33) или червячного типа, в которых неравенство крутящих моментов обеспечивается повышенным трением между деталями дифференциала.

Водоходный движитель

Кроме сухопутного движителя, плавающие гусеничные и колесные машины обычно оборудуются водоходным движителем, создающим движущую силу или полезную тягу, необходимую для преодоления сопротивления воды и осуществления поступательного движения машины.

Водоходные движители плавающих машин по принципу действия относятся к движителям гидрореактивного типа.

Работа таких движителей сводится к реактивному воздействию на их рабочие детали (лопасти гребного винта, насос и др.) масс воды, которые захватываются этими деталями и отбрасываются в сторону, противоположную перемещению машины. Возникающие при этом гидродинамические силы дают составляющую в направлении перемещения машины и образуют таким образом силу упора движителей. Величина реактивной силы определяется как секундное приращение количества воды.

К основным типам движителей плавающих машин относятся гребной винт или гусеница с прикрепленными к ней лопатками (или без них) и водометный движитель.

От правильности выбора типа движителя и определения его основных параметров, расположения движителя относительно корпуса и формы обводов зависят эксплуатационные показатели машины.

Гребной винт. Гребной винт представляет собой движитель, состоящий из нескольких лопастей (рис. 34), установленных радиально по ступице. Лопасти — это основной элемент винта. Они устанавливаются на равных угловых расстояниях одна от другой. Когда винт вращается двигателем, его наклонные лопасти рассекают воду и отбрасывают ее назад, в результате чего возникает реакция воды, толкающая машину вперед.

Чтобы получить достаточную реакцию воды, надо отбросить определенное ее количество с определенной скоростью в противоположном направлении.

Работа гребного винта зависит от мощности двигателя, числа оборотов гребного винта, скорости движения машины, числа винтов, осадки машины, формы корпуса и его выступающих частей.

Гребные винты характеризуются направлением вращения, диаметром и шагом винтовой поверхности, числом, размером и формой лопастей.

Различают гребные винты правого и левого вращения. Гребной винт правого вращения при движении машины

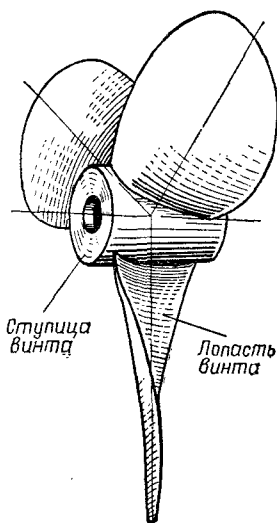


Рис. 34. Элементы гребного винта

вперед вращается по ходу часовой стрелки (если смотреть с кормы на нос машины), гребной винт левого вращения — против хода часовой стрелки.

Для определения (вне машины) типа винта (является ли данный винт винтом правого или левого вращения) следует посмотреть на лопасти винта в направлении его оси. Если правая кромка лопасти, находящейся в верхнем вертикальном положении, более удалена от наблюдателя, чем левая, то винт правого вращения. Если же правая кромка менее удалена, чем левая, то винт левого вращения.

Диаметром винта называется диаметр окружности, проходящей через наиболее удаленные от оси вала точки лопастей.

Шагом винта называется расстояние, на которое винт, вращающийся в укрепленной жесткой гайке, продвигается на один оборот.

Шаг винта может быть постоянным и переменным. У винтов с постоянным шагом рабочая винтовая поверхность одинакова во всех точках. У винтов с переменным шагом шаг меняется по радиусу или по длине.

Кроме того, применяют винты с регулируемым шагом (винты, имеющие поворотные лопасти). Поворачивая лопасти, можно изменять скорость и направление движения машины. Главное преимущество винтов с регулируемым шагом в том, что они повышают маневренные качества машины и улучшают работу силовой установки.

Путь, проходимый винтом за один оборот при движении машины по воде, из-за проскальзывания будет меньше пути, проходимого тем же винтом в твердом теле.

По числу лопастей гребные винты делятся на двух-, трех- и четырехлопастные.

В лопасти различают засасывающую и нагнетающую поверхности (стенки). Поверхность лопасти, обращенная в сторону направления движения (носовая поверхность), называется засасывающей, а противоположная (обращенная к корме) поверхность — нагнетающей. Пересечение засасывающей и нагнетающей поверхностей образует кромки лопасти.

Винты изготовляют из латуни, литой стали, алюминиевого сплава, пластмассы.

Латунь хорошо отливается, легко обрабатывается и полируется и не корродирует в соленой воде. Стальные винты имеют более высокие механические качества, но трудно обрабатываются и в соленой воде корродируют.

Качество гребного винта характеризуется коэффициентом полезного действия (к. п. д.), который тем выше, чем меньше число оборотов и чем больше гидравлическое сечение винта. Коэффициент полезного действия гребных винтов у плавающих машин составляет 0,25—0,50.

Эффективность гребного винта может быть повышена хорошим профилированием лопасти, точной обработкой и полировкой винта, а также тщательной его балансировкой.

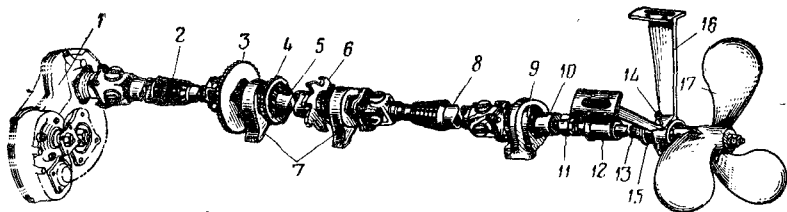


Рис. 35. Гребной винт и привод винта плавающего автомобиля БАВ: 1 — коробка отбора мощности; 2, 5 и 8 — карданные валы; 3 — звездочка привода водооткачивающего трюмного насоса; 4 — звездочка привода водооткачивающего насоса отсеков; 6 — храповик; 7 — промежуточные опоры; 9 — опора; 10 — упорная муфта гребного вала; 11 — гайка корпуса уплотнителя; 12 — шланг уплотнителя выхода гребного вала; 13 — вал гребного винта; 14 — масленка; 15 — отражатель опорного подшипника; 16 — кронштейн гребного вала; 17 — гребной винт

Диаметр винта подбирается в зависимости от мощности двигателя, числа оборотов гребного вала, а также от наклона лопастей. Диаметр гребных винтов при прочих равных условиях увеличивается с увеличением мощности двигателя, с уменьшением числа оборотов гребного вала и наклона лопастей винта.

Уменьшение диаметра винта снижает коэффициент его полезного действия. Винты плавающих машин могут быть диаметром от 350 до 700 мм. На некоторых машинах диаметр гребного винта достигает 1000 мм.

На плавающих машинах устанавливают один или два винта. Если устанавливается один винт, он размещается в диаметральной плоскости на гребном валу, при установке двух винтов они располагаются симметрично по бортам машины.

Гребной винт плавающего автомобиля БАВ (рис. 35) — стальной, трехлопастный, правого вращения, диаметром 635 мм, установлен в тоннеле днища корпуса (в корме машины) на шпонке конического конца гребного вала. Гребной вал установлен на передней опоре в корпусе автомобиля и на кронштейне, расположенном вне корпуса (в тон-

неле днища). В передней опоре размещен шариковый радиально-упорный подшипник. В кронштейне находится опорный подшипник (баббитовая втулка).

Для предотвращения попадания воды и грязи в автомобиль вал гребного винта уплотняется специальной асбестовой набивкой.

Привод вала винта осуществляется через карданную передачу от коробки отбора мощности.

В плавающем автомобиле (рис. 36) винт насажен не на карданный вал за кормой машины, как описано выше, а на откидывающийся вал под кормой корпуса. Привод от карданного вала осуществ-

ляется цепной передачей (рис. 37).

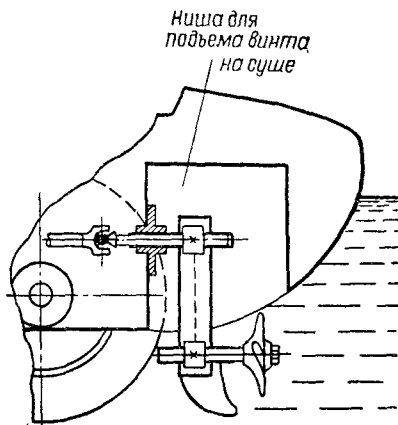


Рис. 36. Схема размещения убирающегося гребного винта в нише плавающего колесного автомобиля

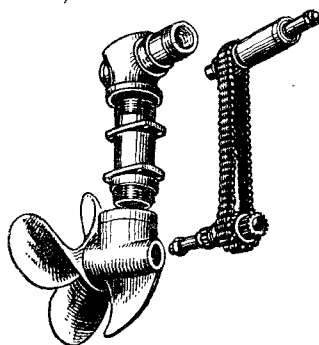


Рис. 37. Конструкция привода убирающегося гребного винта

При проектировании плавающей машины особое внимание уделяют правильному размещению гребных винтов относительно корпуса машины и выступающих частей, а также обеспечению наилучшего потока воды к винтам и сохранности винтов при эксплуатации.

Для получения наибольшего пропульсивного коэффициента полезного действия размеры и профиль винта выбираются с учетом глубины воды под винтом, формы обводов кормы машины, а также многих других конструктивных и эксплуатационных показателей.

Гребные винты стремятся расположить так, чтобы они находились под поверхностью воды, а приводной вал имел возможно меньший наклон. Частично погруженные винты, пересекающие свободную поверхность воды имеют резко

пониженный к. п. д. вследствие засасывания воздуха при оголении лопастей и затраты энергии на волнообразование.

Косое обтекание винта существенно снижает эффективность его работы и может вызвать эрозионные разрушения лопастей. Во избежание возрастания сопротивления и вибрации лопастей винта гребные винты располагают так, чтобы их сечения входили в поток с нулевым углом атаки.

Чем дальше стоит винт от кормы машины, тем эффективнее его работа и меньше вибрация корпуса. Однако если винт удалить от кормы слишком далеко, то при движении машины по неровной местности винт может сломаться. Во избежание поломки на некоторых плавающих колесных машинах устанавливаются откидные (рис. 38) или убирающиеся (рис. 39) винты.

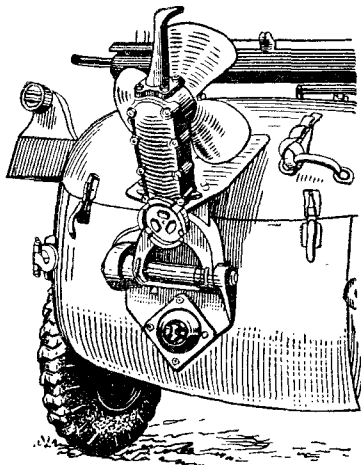


Рис. 38. Откидной гребной винт плавающего двухосного автомобиля (винт показан в положении для движения по суше)

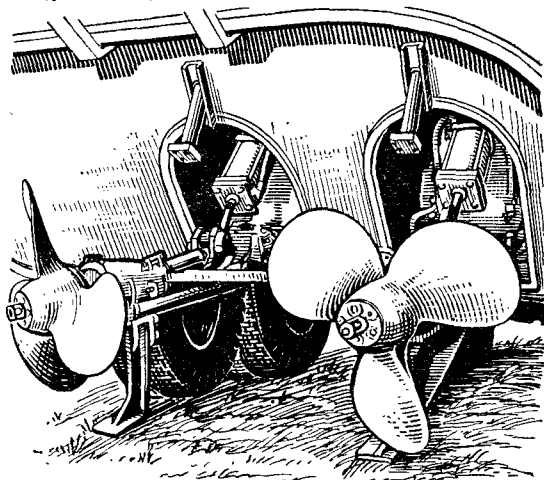


Рис. 39. Убирающиеся гребные винты плавающего четырехосного автомобиля «Дрейк»

Для повышения эффективности работы винта, а также для защиты винта от поломки при движении автомобиля по местности его устанавливают в специальном тоннеле. Конструкция тоннеля (рис. 40) обеспечивает хороший доступ воды к винту, исключает подсос воздуха и оголение лопастей винта. Кроме того, тоннели позволяют увеличить диаметр винта, частично устраняя этим вредное влияние свободной поверхности воды при ограниченной осадке машины на гидродинамические характеристики винта.

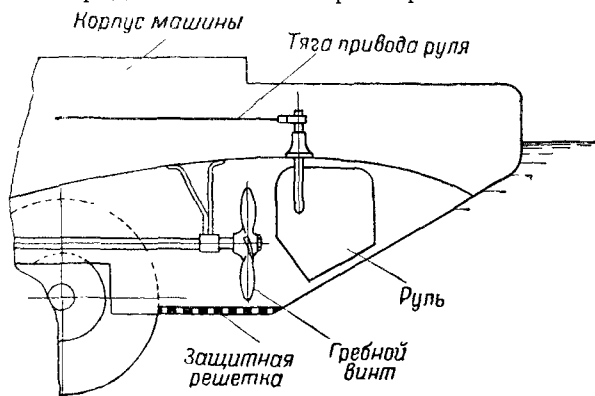


Рис. 40. Схема установки гребного винта в тоннеле колесного автомобиля

Количество устанавливаемых винтов зависит от рационального размещения их на машине и от обеспечения требуемой скорости движения машины на воде (при определенной мощности двигателя).

Плавающие машины, имеющие один винт, под влиянием реактивного момента кренятся в сторону, противоположную вращению гребного винта, и, не выдерживая заданного направления движения, сбиваются с курса и отклоняются в сторону крена.

На большинстве плавающих гусеничных машин устанавливают два винта. Это позволяет уменьшить высоту машин и улучшить их маневренные качества. Гребные винты располагаются в корме машины симметрично справа и слева на глубину, обеспечивающую их полное погружение в воду. Винты устанавливаются одного размера, но с разным направлением вращения.

Возможна установка гребных винтов в носовой части машины.

При проектировании гребных винтов учитывают влияние корпуса машины на работу гребного винта. При действии гребного винта за кормой машины образуется попутный поток, влияющий на изменение скорости подтекания воды в движителе. Кроме того, в результате засасывания воды гребным винтом изменяются давление и скорость обтекания корпуса машины в кормовой ее части. Следовательно, попутный поток и засасывание воды винтом уменьшают к. п. д. винта.

Гребные винты имеют следующие основные недостатки:

- эффективность действия винта существенно изменяется с изменением осадки машины; при работе винта в условиях частичного погружения эффективность его работы резко понижается; высота слоя воды над верхней кромкой винта должна составлять примерно 0,2—0,25 его диаметра;
- винт может быть поломан вследствие удара его лопастей о камни, дно реки, затонувшие бревна и другие плавающие предметы, которые попадают в винт вместе с засасываемой водой.

К недостаткам гребного винта относятся также неуравновешенность и кавитация. Неуравновешенность винта вызывает вибрацию корпуса. Для уменьшения вибрации корпуса применяют балансированные многолопастные винты.

Кавитация (от латинского слова «кавитас» — полость)¹ — образование в движущейся жидкости полостей, заполненных паром или воздухом (газом), на засасывающей стороне лопасти при нормальной температуре.

Чтобы понять сущность явления кавитации, следует вспомнить, что при пониженном давлении вода закипает при температуре ниже 100° С. Так, например, при давлении в одну восьмую атмосферы вода кипит уже при 50° С, а при давлении в одну восьмидесятую атмосферы — при 10° С.

Как известно, при работе винта на засасывающей стороне лопасти создается разрежение. Если на засасывающей стороне лопасти (при больших оборотах гребного винта) давление упадет до величины, при которой вода закипает, то около засасывающей поверхности лопасти образуется так называемая кавитационная полость, заполняемая парами воды. Вода, не успевающая следовать за вращающимися лопастями, как бы отрывается от лопасти, нарушая питание движителя.

¹ Дается простейшее понятие о кавитации. В действительности же сущность этого явления значительно сложнее и недостаточно изучена.

Кавитация, нарушая сплошность потока воды и вызывая этим неравномерность действия его на лопасти, резко снижает коэффициент полезного действия винта.

Кавитация уменьшает тягу, увеличивает вибрацию винта, что иногда приводит к разрушению лопастей. Наиболее опасное следствие кавитации—эрозия винта (разрушение материала лопасти винта в результате сильных и частых гидравлических ударов по его поверхности во время движения, когда окружающая вода с большой скоростью устремляется в пространство, ранее занятое паром).

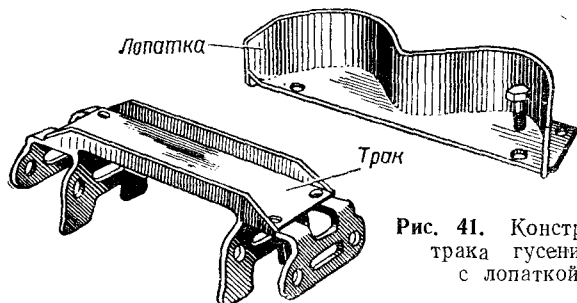


Рис. 41. Конструкция трака гусеницы с лопаткой

Для предупреждения кавитации сила тяги на единицу рабочей поверхности винта и окружная скорость вращения винта не должны превышать определенного предела. Так, например, окружная скорость края лопасти не должна превышать 80 м/сек , а удельная тяга на поверхности лопасти — 1 кг/см^2 .

Гусеница. В качестве водходного движителя на некоторых гусеничных машинах применяется мелкозвенчатая гусеница с прикрепленными к ней лопатками, реже — гусеница без лопаток (т. е. используется движитель, применяемый на суше).

Конструкция трака гусеницы с лопаткой показана на рис. 41. Движение машины на воде (как и на суше) осуществляется с помощью гусениц. Машина на воде движется при помощи нижних ветвей гусениц, которые перемещаются в направлении, противоположном движению самой машины. Верхние ветви гусениц двигаются в том же направлении, что и машина. Для обеспечения максимальной скорости движения машины верхние ветви гусениц должны находиться выше уровня воды (иначе они будут уменьшать движущую силу, создаваемую нижними ветвями гусениц). Для повышения эффективности работы движителя при на-

хождении верхних ветвей гусениц в воде в некоторых машинах над верхними ветвями устанавливают изготовленный из листовой стали гидродинамический кожух (рис. 42), который, изолируя верхние ветви гусениц от взаимодействия с набегающим потоком, позволяет увеличить скорость движения машины на плаву.

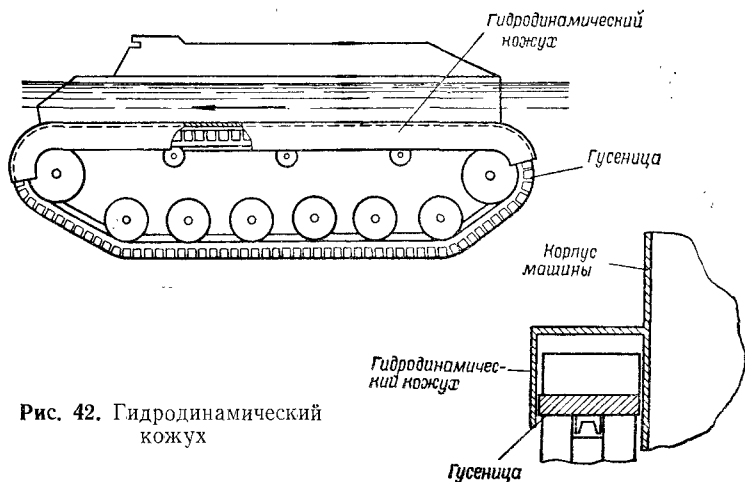


Рис. 42. Гидродинамический кожух

Для поворота плавающей машины тормозится одна из гусениц.

Применение гусениц с лопатками в качестве водоходного движителя устраняет необходимость установки специальных механизмов (коробки отбора мощности, карданных валов, привода гребных винтов, рулей), вследствие чего упрощается устройство самой машины. Недостатком данного движителя является довольно быстрый выход из строя лопаток при движении машины по твердому грунту.

Водометный движитель. Водометным движителем (или водометом) называют размещенную внутри корпуса машины установку, состоящую из водопроводных труб и насоса, который засасывает воду через приемное отверстие и выбрасывает ее через напорный трубопровод. На рис. 43 показана конструктивная схема водометного движителя. Насос засасывает воду через отверстие, размещенное в днище или носовой части машины, сообщает ей энергию и выбрасывает через насадок, расположенный в корме выше или ниже ватерлинии, со скоростью, определяемой производительностью насоса и размером отверстия насадка. Таким

образом, реакция струи, выбрасываемой водометом с повышенной скоростью, и является силой, которая движет машину в сторону, противоположную направлению выброса струи. Двигатель такого типа не имеет движущихся частей снаружи корпуса машины.

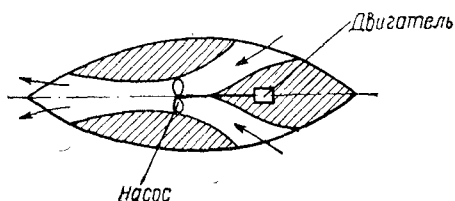


Рис. 43. Конструктивная схема водометного двигателя

Для предохранения двигателя от поломок приемное отверстие водомета снабжается защитной решеткой, препятствующей засасыванию в двигатель посторонних предметов.

Водометный двигатель применяется на английской плавающей машине «Столвэт» и на американской плавающей машине «Носорог», а также на судах, предназначенных для эксплуатации в условиях мелководья и в засоренных водоемах.

В отличие от других реактивных двигателей (гребные винты, гребные колеса), у которых реакция отбрасываемых масс воды воспринимается подвижными относительно корпуса машины частями, находящимися вне корпуса, при работе водометного двигателя реакция воспринимается как насосом, так и выбросными трубами, неподвижно установленными относительно корпуса и жестко с ним соединенными. Горизонтальная составляющая силы, с которой поток воздействует на трубопроводы и на насос, является силой тяги, вызывающей движение машины.

Основные требования, которыми руководствуются при создании проточной части, — это получение максимальной тяги и предотвращение кавитации. При этом габариты проточной части должны быть минимальными.

Проточная часть водометного двигателя состоит из входного окна, приемного патрубка, осевого насоса пропеллерного типа, направляющего аппарата, трубы переменного сечения и выбросного патрубка.

Различают водометные двигатели с выбросом струи непосредственно в атмосферу, с полуподводным выбросом и, наконец, с выбросом струи под воду. Водометные двигатели с атмосферным выбросом струи уступают по величине импульсивного к. п. д. водометам с подводным и полуподводным выбросом струи из-за наличия дополнитель-

ной потери мощности двигателя на подъем воды выше ватерлинии.

Для уменьшения потерь на закручивание струи за насосом в трубе обычно устанавливают направляющий аппарат.

На конце напорного трубопровода водометного движителя, размещенного в корме машины, иногда устанавливают поворотные насадки или реверсивные рули, позволяющие изменять направление струи воды.

Создатель научной теории машин, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды, гениальный русский ученый Н. Жуковский доказал, что сила тяги машины, движущейся со скоростью v_0 среди покоящейся жидкости,

$$P = m(v - v_0),$$

где P — сила тяги, $\kappa\Gamma$;

m — секундная масса выбрасываемой движителем воды, $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{м}$;

v — скорость воды, вытекающей из выбросной трубы движителя, $\text{м}/\text{сек}$;

v_0 — скорость движения машины, $\text{м}/\text{сек}$.

Из формулы видно, что сила тяги (P) тем больше, чем больше секундная масса отбрасываемой воды (m) и чем больше величина приращения скорости ($v - v_0$), которую получает вода, проходя через осевой насос. Разность скоростей v и v_0 и есть та скорость, которую приобретает вода в насосе.

Вода, протекающая по трубе, взаимодействует со стенками трубы. Сила действия, приложенная к воде, равна по величине силе противодействия струи, приложенной к трубе. Сила противодействия вытекающей струи воды называется реакцией или реактивной силой. Общая реактивная сила, движущая плавающую машину, представляет собой сумму давлений на всю внутреннюю поверхность насоса и трубы водометного движителя. Таким образом, сила тяги движителя равна произведению массы воды, протекающей в единицу времени через его поперечное сечение, на полную вызванную движителем скорость. Для определения полезной тяги водометного движителя пользуются следующей формулой:

$$P = \frac{\gamma}{g} Q(v - v_0 \alpha),$$

где P — полезная тяга водомета, кГ ;
 γ — объемный вес воды, кГ/см^3 ;
 g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ;
 Q — расход струи, $\text{см}^3/\text{сек}$;
 v — скорость струи в выходном отверстии, м/сек ;
 v_0 — скорость движения машины, м/сек ;
 α — коэффициент попутного потока.

Энергия, сообщаемая воде насосом, расходуется на преодоление силы сопротивления движению (равной силе тяги), гидравлических сопротивлений в трубе водомета, а также на сообщение воде кинетической энергии в выбросном сечении трубы водомета. Гидравлические потери энергии в трубе водомета складываются из сопротивления решетки при входе воды, поворота потока, трения воды по длине водометного тракта, постоянного сужения потока, а также из других потерь, возникающих вследствие вязкости воды.

Потребляемая насосом водомета мощность может быть определена из уравнения

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta_H} \text{ л. с.},$$

где γ — объемный вес воды ($\gamma = 1 \text{ кГ/л}$);
 Q — производительность насоса, л/сек ;
 H — создаваемый насосом напор, м ;
 η_H — коэффициент полезного действия насоса.

На рис. 44 показана конструктивная схема водометного движителя. В машине установлены вдоль бортов два водометных движителя. Каждый из них состоит из приемного патрубка, водяного насоса (обычно пропеллерного типа), водопроточной трубы, патрубков, заслонки, карданного вала и трубы заднего хода.

Приемный патрубок прикреплен по периметру окна, имеющегося в днище машины. Входная часть приемного патрубка закрыта решетками, которые предохраняют колесо насоса от попадания крупных посторонних предметов и водорослей.

Водяной насос состоит из корпуса, отлитого заодно с профилированными лопатками, направляющего аппарата, предназначенного для раскручивания вращающегося потока воды с целью уменьшения потерь на трение, из одноступенчатого редуктора и рабочего колеса. В корпусе насоса смонтированы рабочее колесо и привод к нему. Кор-

пус также служит соединительным патрубком и водопроточной трубой.

Водопроточная труба сужающаяся, переменного сечения. Выходное отверстие трубы может быть перекрыто управляемой с места водителя заслонкой. Вода, засасываемая из-под днища вращающимся рабочим колесом насоса, проходит через решетку, направляющий аппарат на-

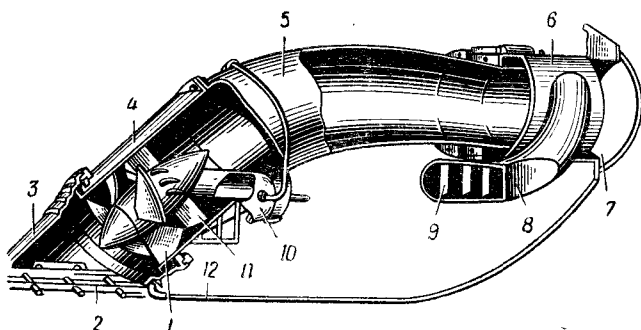


Рис. 44. Конструктивная схема водометного движителя:

1 — насос; 2 — защитная решетка; 3 — приемный патрубок; 4 — корпус насоса; 5 — водопроточная труба; 6 — кормовой патрубок; 7 — заслонка водомета; 8 — труба заднего хода; 9 — перегородки; 10 — привод насоса; 11 — лопатки направляющего аппарата; 12 — днище машины

соса, водопроточную систему и при открытой заслонке с большой скоростью выбрасывается за корму машины, при этом создается реактивное усилие, движущее машину вперед. При закрытых заслонках вода перепускается через патрубки заднего хода и выбрасывается в сторону лобовой части машины под небольшим углом к ее продольной оси; машина при этом движется задним ходом. Перекрытие заслонкой одного кормового патрубка вызывает поворот машины, перекрытие левого патрубка — поворот влево, перекрытие правого патрубка — поворот вправо.

Ходовая часть

Ходовая часть колесных машин состоит из рамы, на которой крепятся все агрегаты, мостов с колесами и подвески, связывающей раму с мостами.

На некоторых машинах рамы нет и для крепления всех агрегатов используется несущий корпус.

Подвеска. Основное назначение подвески — уменьшать

толчки, воспринимаемые корпусом при движении машины по неровностям.

По типу направляющего устройства подвески делятся на зависимые и независимые. При зависимой подвеске колеса жестко связаны с мостами, подвешенными на рессорах к корпусу. В этом случае от положения одного колеса зависит положение другого. При независимой подвеске каждое колесо подвешивается к корпусу отдельно.

Наиболее часто применяется независимая подвеска колес, так как она улучшает проходимость машины по неровностям местности. Кроме того, уменьшение массы неподдресоренных частей смягчает удары при наездах на препятствия и допускает более значительные отклонения колес от статического положения при колебаниях.

В качестве упругого элемента подвески применяют листовые рессоры, пружины и торсионы. В последнее время на плавающие машины устанавливаются автомобильные подвески, в которых в качестве основных упругих элементов используется воздух или воздух и масло. Такие подвески соответственно называются пневматическими и гидропневматическими.

Пневматическая подвеска обеспечивает более высокую амортизацию ударов и вибрации при движении на любых дорогах, постоянную величину деформации независимо от нагрузки, одинаковое качество поддресоривания под нагрузкой и без нагрузки, равномерное распределение веса на колеса, в результате чего увеличивается срок эксплуатации корпуса и шасси и уменьшается износ шин.

Важно также и то, что при увеличении давления жесткость подвески повышается. Кроме того, в пневматической регулируемой подвеске колеса могут быть приближены к корпусу, вследствие чего уменьшится сопротивление движению автомобиля на плаву.

Для увеличения проходимости колесных машин все колеса выполняются ведущими, в частности колеса прицепов автопоездов высокой проходимости. Кроме механического и гидрообъемного приводов (как указывалось ранее), все чаще применяется электропривод. Основное достоинство электропривода по сравнению с приводами других видов состоит в делимости электроэнергии, возможности передачи энергии к тяговым двигателям по проводам. При применении электропривода создается единый агрегат, получивший название мотор-колеса, в котором конструктивно объединены тяговый электродвигатель, рас-

положенный частично или полностью внутри ступицы колеса, редуктор и колесо (рис. 45). В этом случае силовая передача автомобиля существенно упрощается. Наличие мотор-колеса делает возможным отказаться от применения ряда узлов, необходимых в обычной автомобильной силовой передаче. Эта конструкция, отличающаяся простотой и хорошей компоновкой, применена на английском двухзвенном автопоезде. Внутри обода колеса помещен серийный электродвигатель постоянного тока.

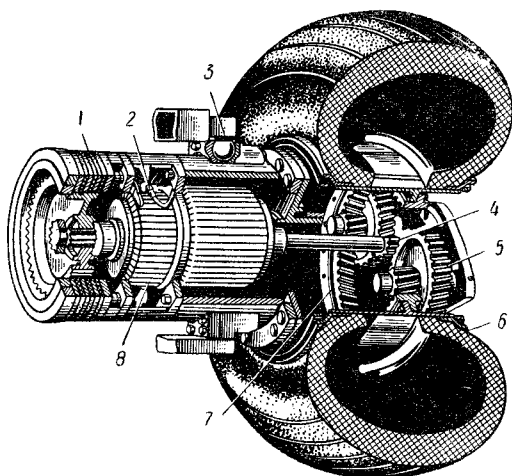


Рис. 45. Схема мотор-колеса:

- 1 — тормоз; 2 — щетки; 3 — шкворневое устройство;
 4 — ведущая шестерня; 5 — промежуточная шестерня;
 6 — колесо и шина; 7 — шестерня внутреннего зацепления; 8 — коллектор

Передача крутящего момента от вала якоря на обод колеса осуществляется через планетарную передачу. Момент от тягового электродвигателя через шестерню 4, расположенную на его валу, передается на шестерни 5, которые вращают шестерню 7, связанную со ступицей колеса.

Каждое колесо имеет две тормозные системы: основную электрического торможения, используемую в эксплуатации, и вспомогательную (механический дисковый тормоз), используемую обычно на стоянке (запасную).

Для длительной работы автопоезда в условиях плавания осуществляют дополнительные мероприятия по обеспечению герметичности мотор-колес, оборудуя их приспособлениями, сообщающими ступицу с атмосферой.

Централизованная система накачивания и регулирования давления воздуха в шинах

Проходимость колесных машин зависит от числа ведущих осей, удельной мощности, дорожного просвета, наличия блокировки дифференциала, а также от удельного давления шин на дорогу, размера и типа шин.

На плавающих автомобилях наиболее распространены шины диаметром от 1 до 1,5 м, но иногда устанавливаются шины большего диаметра — 1,5 до 3 м. С увеличением диаметра шины уменьшается сопротивление движению колеса на суше, но зато возрастают инерционные массы колес, повышается центр тяжести машины, появляется необходимость в применении передач с более высоким передаточным отношением, а также затрудняются монтаж и демонтаж шин при эксплуатации. С изменением конструкции шин и давления воздуха в них изменяются удельное давление на грунт¹, сила сцепления колес с дорогой, сопротивление движению, скорость движения, а также расход топлива.

При движении по мокрым глинистым и черноземным грунтам, а также по болотистым участкам дорог колеса машины погружаются в грунт, образуя глубокую колею. Вследствие этого увеличивается сопротивление движению, ведущие колеса из-за малого коэффициента сцепления начинают буксовать и машина останавливается, так как сила тяги становится меньше силы сопротивления движению. В этом случае для движения машины необходимо либо увеличить силу тяги, либо уменьшить сопротивление.

Сила тяги может быть увеличена за счет увеличения числа ведущих осей, а также блокировкой дифференциала или применением цепей противоскольжения. Уменьшить сопротивление движению можно, снизив удельное давление колес машины на дорогу.

У плавающих автомобилей удельное давление колес составляет обычно 2,2—4,2 кГ/см^2 . При преодолении же труднопроходимых участков с мягким или илистым грунтом желательнее уменьшить удельное давление до 0,5 кГ/см^2 и даже больше. С этой целью плавающие автомобили оборудуются централизованной системой накачивания и регу-

¹ Удельным давлением называется вес машины, приходящийся на 1 см^2 опорной поверхности колес. Измеряется удельное давление в килограммах на квадратный сантиметр (кГ/см^2) и зависит от приходящегося на колесо веса, от размера шин и площади их отпечатка.

лирования давления воздуха в шинах, позволяющей водителям во время движения уменьшать или увеличивать давление в шинах (в зависимости от дорожных условий). Понижение давления воздуха в шинах изменяет (увеличивает) площадь опорной поверхности шин, чем уменьшает удельное давление автомобиля.

С увеличением площади опорной поверхности колес по мере снижения давления воздуха в шинах удельное давление автомобиля на грунт снижается до $0,7—0,8 \text{ кг/см}^2$. Удельное давление гусеничных машин (исключая снегоболотоходные машины) находится в пределах $0,5—1,0 \text{ кг/см}^2$. Следовательно, одно из основных преимуществ гусеничной машины по сравнению с колесной — меньшее удельное давление — теряет свое значение.

Централизованная система накачивания и регулирования давления воздуха в шинах (рис. 46) обычно состоит из воздушного компрессора, воздушных баллонов (ресиверов), системы трубопроводов, центрального распределительного крана, манометра, блока шинных кранов и специальных шарнирных головок подвода воздуха к шине колеса.

В автомобилях с пневматическим приводом тормозов для использования компрессора и воздушных баллонов централизованная система накачивания шин включается в систему привода тормозов. Однако в этом случае обязательно устанавливают клапан ограничения падения давления воздуха в пневматическом приводе тормозов, предназначенный для отсоединения пневматического привода от системы накачивания шин с целью обеспечения надежного торможения автомобиля.

Централизованная система накачивания и регулирования давления воздуха в шинах позволяет двигаться автомобилю при проколах камеры без ремонта шины за счет непрерывной подачи в нее воздуха в достаточном количестве, чем устраняется серьезный недостаток пневматической камеры — необходимость в немедленной остановке и замене камеры.

При пониженном давлении в шинах можно двигаться только на отдельных (труднопроходимых) участках пути. При этом необходимо снижать скорость движения. Двигаться при пониженном давлении в шинах по дорогам с твердым покрытием не следует, такое движение резко увеличивает износ покрышек.

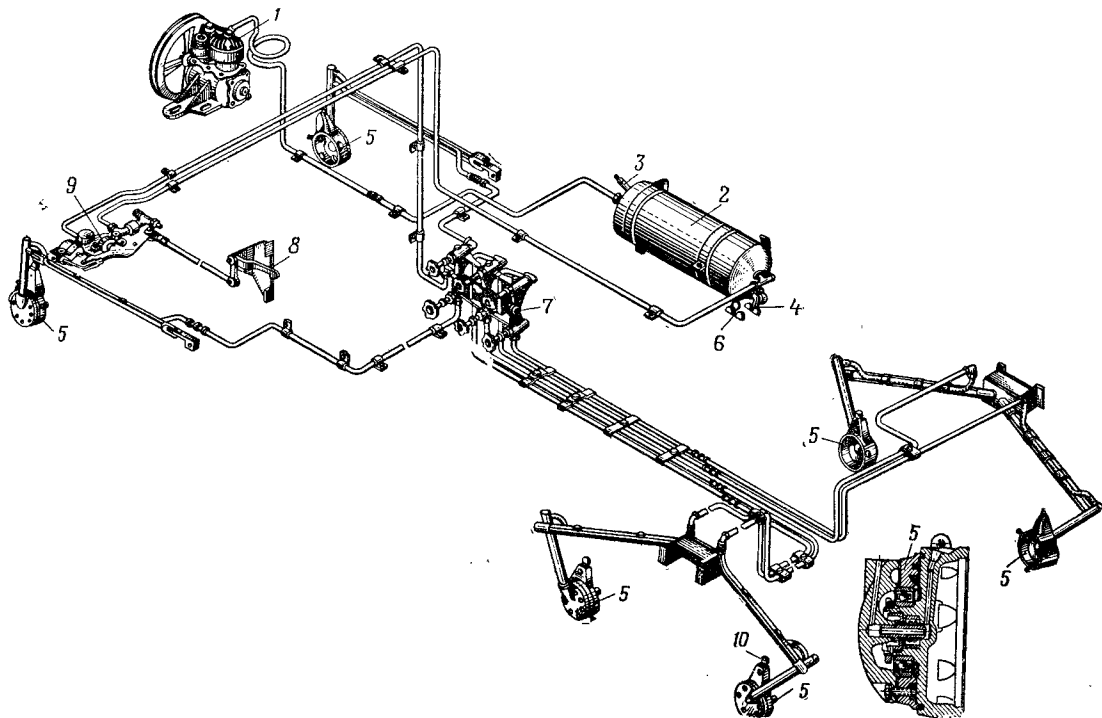


Рис. 46. Схема централизованной системы накачивания и регулирования давления воздуха в шинах плавающего автомобиля БАВ:

1 — компрессор; 2 — воздушный баллон; 3 — предохранительный клапан; 4 — краник дополнительного отбора воздуха; 5 — головка подвода воздуха к шине колеса; 6 — краник спуска конденсата; 7 — блок шинных краников; 8 — рычаг управления системой регулирования давления воздуха в шинах; 9 — центральный кран управления системой; 10 — концевой шланг

Бескамерные шины

На плавающих колесных машинах применяются и бескамерные шины, имеющие некоторые преимущества перед пневматическими шинами с камерами.

Бескамерные шины могут быть либо с самозаклеивающим слоем, обеспечивающим длительный пробег шины при проколе, либо с герметизирующим слоем, обеспечивающим сохранение давления в шине при проколе.

В бескамерной шине роль камеры выполняет наклеенная на внутреннюю поверхность шины оболочка из прочной и вязкой синтетической резины. Эта оболочка обеспечивает воздухонепроницаемость шины и повышает прочность и сопротивляемость ее резким толчкам и ударам. Кроме того, с внутренней стороны шины около беговой дорожки на герметизирующий слой нанесен слой липкой самозаклеивающей массы, которая затягивает отверстие вокруг проникшего в шину острого предмета, не допуская утечки воздуха.

Воздушная полость покрышки замыкается изнутри непосредственно поверхностью обода колеса, в результате чего изменяется конструкция борта покрышки.

Воздухонепроницаемость стыка борта покрышки с ободом обеспечивается герметизирующим слоем резины. Воздух накачивается в шину через резино-металлический или металлический вентиль, монтируемый с помощью резиновых уплотняющих шайб в ободу колеса.

Применение бескамерных шин избавляет от необходимости менять колеса при проколах, увеличивает срок эксплуатации шин, обеспечивает более надежную работу ходовой части машины.

Бескамерная шина с самозаклеивающим слоем повышает требования к состоянию ободов: ободья должны быть без повреждений, тщательно очищены от грязи и ржавчины. При демонтаже и монтаже шин не допускается повреждение герметизирующего слоя. Это вызывает необходимость применять при демонтаже и монтаже специальные монтажно-демонтажные приспособления и станки для колес с глубокими ободьями.

Накачивать воздухом бескамерные шины гораздо сложнее, чем обычные, особенно ручными насосами.

Ремонт бескамерных шин с самозаклеивающейся массой в пути сложен, а при более значительных поврежде-

ниях, не устранимых самозаклеиванием, практически невозможен.

При повышении температуры вязкий самозаклеивающий слой шины размягчается и во время стоянки автомобиля стекает вниз, вследствие чего возможно появление дисбаланса.

Арочные шины

На некоторых автомобилях применяются шины новой конструкции, называемые арочными. От обычных шин они отличаются значительной шириной профиля (0,7—0,8 м) при относительно небольшой их высоте, вследствие чего увеличивается контакт шины с дорогой.

Внутреннее давление воздуха в шине — 0,5—1,5 $\text{кг}/\text{см}^2$. Снижение удельного давления арочных шин на грунт с 3,5—4 $\text{кг}/\text{см}^2$ до 0,6—0,9 $\text{кг}/\text{см}^2$ позволяет колесным машинам успешно преодолевать заболоченные участки дорог.

При движении по мягкому грунту каркас арочной шины под нагрузкой выгибается внутрь, в сторону обода, и уплотняет почву под шиной. Имеющиеся на арочных шинах грунтозацепы высотой 40—60 мм, широко расположенные на всей поверхности протектора, не забиваются грязью и обеспечивают хорошее сцепление шины с грунтом. Зато на твердых покрытиях они затрудняют эксплуатацию автомобиля.

Более совершенной конструкцией шин с регулируемым давлением являются широкопрофильные шины, позволяющие увеличивать грузоподъемность шин и повышать проходимость автомобиля. Высота профиля этих шин составляет примерно 0,5—0,7 ширины его. Широкопрофильные шины отличаются от арочных достаточно высокой бортовой частью. Внутреннее давление воздуха в них может быть постоянным или регулируемым.

Пустоткиевые пневматические шины

В ряде зарубежных стран ведутся работы по созданию пустоткиевых пневматических шин (рис. 47), которые на мягком грунте должны обеспечивать такие же тягово-сцепные показатели, как обычные пневматические шины, а в случае прокола или разрушения — продолжение движения машины на 10—30 км с уменьшенной скоростью.

На рис. 48, а показана пустоткиевая шина, спроектированная в США. Она конструктивно не отличается от обычной шины, но имеет более прочный каркас. Пуле-

стойкие шины VP (рис. 48, б) французского производства состоят из каркаса с металлокордом и пустой камерой из каучука, в каналы которой накачивается азот. Обе указанные конструкции пустойкай шин обладают большой жесткостью и поэтому имеют малую площадь

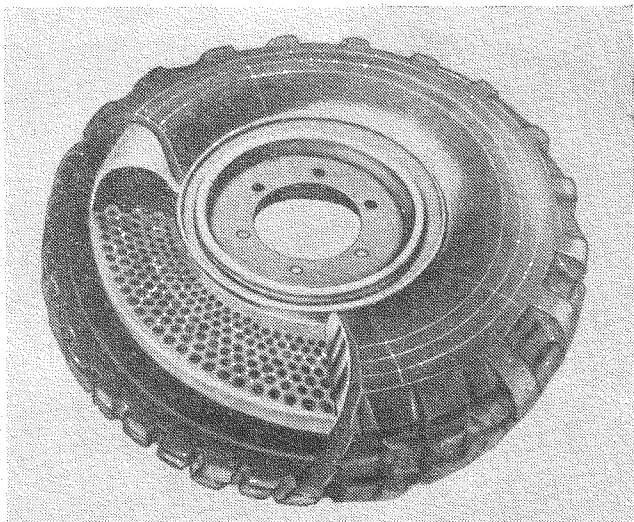


Рис. 47. Общий вид пустойкай шины А.М.Л.

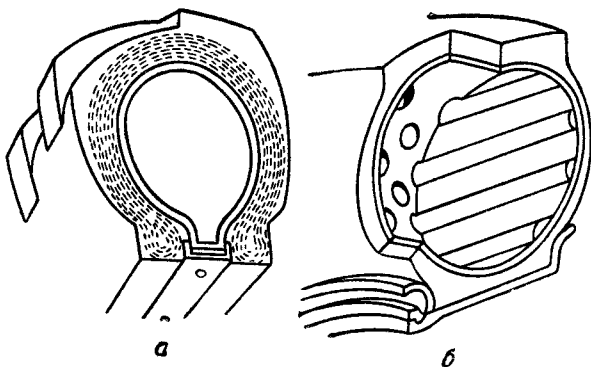


Рис. 48. Пустойкайе шины:
а — с усиленным каркасом; б — с камерой VP

контакта с грунтом, что приводит к ухудшению проходимости машин по сравнению с шинами, имеющими переменное давление.

Рулевое управление

Количество управляемых колес у плавающих автомобилей зависит от общего числа осей. Так, например, в двухосной машине управляемыми могут быть колеса на передних или на задних осях или на тех и других одновременно. В трехосной машине управляемыми в большинстве случаев бывают колеса на передней оси, на передней и второй осях или на передней и задней осях.

В четырехосной машине управляемыми могут быть колеса на первой и второй осях, на первой и четвертой осях и на всех осях.

Наличие нескольких управляемых осей улучшает поворотливость машины при движении по заболоченным участкам и грязным лесным дорогам, по снежной целине и песчаной местности (особенно при применении шин с пониженным давлением воздуха). Преимущество машины со всеми управляемыми колесами заключается в минимальном радиусе поворота, а также в минимальном сопротивлении на повороте при движении по мягким грунтам.

Конструкция рулевого управления должна обеспечивать легкость поворота колес, устойчивость прямолинейного движения машины, минимальную отдачу при толчках, надежность и безотказность в эксплуатации, а также простоту устройства и регулировки.

Для возможности движения задним ходом с той же скоростью, что и вперед, на плавающей машине устанавливаются два поста управления — спереди и сзади, а силовая передача оборудуется реверсивным механизмом, обеспечивающим обратный ход машины.

С повышением веса плавающих машин и прежде всего веса, приходящегося на передние колеса, создаются исключительно трудные условия для поворота машины обычными рулевыми механизмами при движении по суше. Поэтому в современных плавающих автомобилях применяются усилители, значительно снижающие усилия, необходимые для привода рулевого механизма. В случае неисправности усилителя руля управляемость машины обеспечивается за счет использования мускульной силы водителя.

Наиболее распространены усилители двух типов — гидравлические и пневматические.

Гидравлические усилители работают под давлением жидкости, нагнетаемой специальным гидронасосом. Гидронасос приводится в действие от двигателя. Насос гидропривода преобразует механическую энергию, получаемую от двигателя, в энергию потока жидкости. Энергия жидкости, поступающей из насоса в гидроусилитель, преобразуется гидроусилителем в механическую энергию прямолинейно движущегося поршня. В качестве рабочей жидкости в гидроусилителях применяют минеральные масла, обладающие хорошими противокоррозионными свойствами и хорошей смазывающей способностью.

Рабочее давление, создаваемое насосом гидроусилителя, должно быть в пределах 60—150 кг/см².

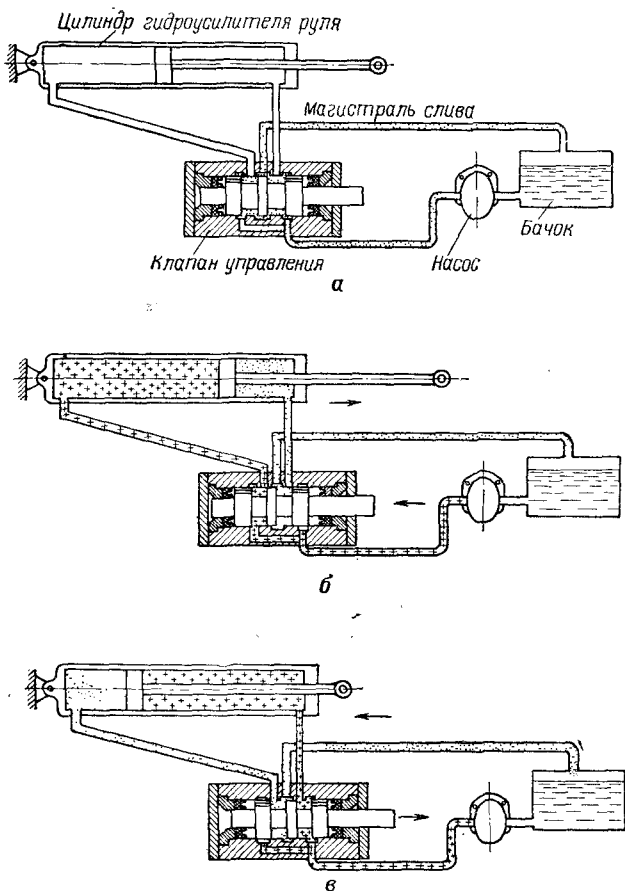
Преимущество гидравлических усилителей заключается в компактности конструкции и в возможности точно и своевременно влиять на процесс управления благодаря несжимаемости жидкости.

Гидравлический усилитель руля (рис. 49) состоит из цилиндра, гидронасоса, золотника гидроусилителя, фильтра гидросистемы, гидротрубопроводов и шлангов высокого давления.

Цилиндр гидроусилителя устанавливается в передней части машины. Корпус цилиндра соединяется с корпусом машины, а шток поршня гидроусилителя — с рычагом трапеции рулевого управления. Золотник гидроусилителя монтируется в продольную тягу рулевого привода.

Для подвода жидкости к цилиндру гидроусилителя, для слива и отвода ее к передней и задней полостям гидроусилителя в корпусе золотника имеются четыре выводных штуцера.

При прямолинейном движении машины золотник гидроусилителя занимает среднее положение относительно своего корпуса. Жидкость, поступающая от насоса по каналам корпуса золотника, идет, минуя полости цилиндра, в сливную магистраль к бачку. При повороте машины в результате воздействия водителя на рулевое колесо золотник сдвигается относительно корпуса и разрывает струю жидкости, проходящую через золотник на слив. Теперь жидкость, поступающая от насоса, будет направляться по каналам корпуса золотника в одну из полостей цилиндра гидроусилителя, в то время как другая полость цилиндра соединится со сливным каналом золотника. Как только водитель перестанет поворачивать рулевое колесо, золотник



Условные обозначения:
 ⊕ - магистраль давления ⊞ - магистраль слива

Рис. 49. Схема работы гидроусилителя руля:
 а — прямолинейное движение машины; б — поворот машины на-
 лево; в — поворот машины направо

вернется в среднее положение и жидкость снова направит-
 ся в сливную магистраль.

Пневматические усилители, в которых используется да-
 вление предварительно сжатого воздуха, применяются на
 машинах, имеющих пневматический привод к тормозам
 колес, наличие сжатого воздуха позволяет использовать
 его, помимо торможения, в усилителе рулевого привода,
 а также для накачки шин.

Для управления на воде плавающие машины оборудуются специальным рулевым устройством, предназначенным для обеспечения устойчивости движения в заданном направлении.

Наиболее распространенным устройством, предназначенным для управления машиной на воде, является руль (рис. 50), устанавливаемый обычно в корме машины так, чтобы он, во-первых, находился в потоке воды, отбрасываемой гребным винтом, и, во-вторых, не касался грунта при движении машины по суше.

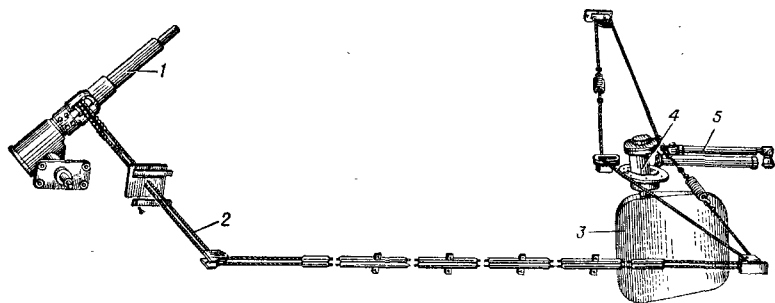


Рис. 50. Привод водяного руля:

1 — рулевая колонка; 2 — трос; 3 — перо водяного руля; 4 — корпус вала руля;
5 — приводной рычаг

Сила, возникающая на пере руля при отклонении пера от прямого положения, передается через вал на корпус, вызывая поворот машины. Действие водяного руля синхронизируется с действием рулевого управления. Привод от рулевого колеса к рулю обычно осуществляется мягким тросом или жесткими тягами.

Тормоза

Основное требование, предъявляемое к тормозам, — обеспечить плавно возрастающее торможение при плавном приложении усилия к тормозной педали или к рычагу ручного тормоза.

На плавающих машинах обычно устанавливают две системы тормозов: ножную, действующую непосредственно на все колеса (колесные тормоза) и приводимую в действие педалью от ноги водителя, и ручную, действующую на центральный трансмиссионный тормоз, устанавливаемый на карданном валу за коробкой передач или за раздаточной коробкой.

В ножной тормозной системе наиболее часто используют колодочные тормоза, в ручной — центральные дисковые тормоза с наружным расположением трущихся деталей.

Для управления тормозами в машинах применяются механические, гидравлические и пневматические тормозные приводы. Эффективное торможение машины обеспечивает установленный перед главной передачей центральный тормоз. Это объясняется тем, что создаваемый тормозом момент увеличивается за счет передаточного числа главной передачи.

Существенным недостатком центрального тормоза является то, что при торможении он нагружает тормозным моментом детали силовой передачи, расположенные между тормозом и колесами. Малая площадь фрикционных накладок приводит к тому, что при торможении центральный тормоз быстро нагревается и может выйти из строя, поэтому его чаще используют как стояночный.

С увеличением максимальных скоростей движения плавающих машин и их веса изменяются и требования, предъявляемые к тормозам, особенно при применении в них новых автоматических силовых передач, не всегда обеспечивающих торможение двигателем.

В плавающей машине «Столвэт» применены дисковые тормоза, основные достоинства которых — большая поверхность трения при тех же размерах и равномерный износ трущихся деталей.

При движении машины по грязным дорогам и заболоченным участкам, а также при плавании в тормозной барабан нередко попадают вода и жидкая грязь, вызывающие быстрый износ тормоза и снижающие коэффициент трения при торможении. Поэтому на многих колесных машинах устанавливают герметичные тормоза, в которых тормозной барабан и фланец ступицы образуют замкнутую полость, изолированную от внешней среды. Ступица герметизирована сальниками, работающими по шлифованным втулкам. Внутри полости размещен тормозной механизм.

На некоторых зарубежных плавающих колесных машинах применяют металлокерамические тормозные накладки, которые имеют более высокую теплопроводность, способствующую довольно быстрому восстановлению их первоначальной температуры после торможения. Металлокерамические накладки удлиняют срок службы тормозов, позволяют

более эффективно использовать тормозную поверхность. Однако широкое применение металлокерамических накладок ограничивается их высокой стоимостью.

Водооткачивающие средства

При эксплуатации на плаву в машину через различные неплотности проникает некоторое количество воды. Для удаления воды устанавливают водооткачивающие средства.

В качестве основных водооткачивающих средств на плавящихся машинах применяют центробежные, пропеллерно-лопастные, поршневые и шестеренчатые насосы.

Производительность таких насосов — 150—500 л/мин. Насосы приводятся в действие от вала гребного винта при помощи цепных передач или приводов от раздаточной коробки. Обычно на машине устанавливают два насоса (по одному с каждой стороны в носовой части или в корме в зависимости от дифферента машины на плаву).

Для лучшего удаления воды, находящейся в корпусе на минимальном уровне, приемные рукава насосов размещаются на днище в самых нижних точках. Во избежание засорения трубопровода и насоса на конце приемного рукава устанавливается фильтрующее устройство — приемная сетка. Сетка должна быть доступна для осмотра и очистки без разбора труб. Выбрасывающие трубопроводы водооткачивающей системы обычно устанавливают на крыше машины выше грузовой ватерлинии.

При температуре воздуха ниже 0° С, когда вода замерзает, на некоторых машинах насосы обогреваются потоком теплого воздуха.

Необходимо отметить также, что центробежный насос, не заполненный жидкостью и работающий всухую, создает на входе меньшее разрежение, чем насос, заполненный жидкостью. Поэтому необходимо предварительно залить насос и линию всасывания водой, так как разрежение, создаваемое насосом, может оказаться недостаточным для подсоса воды до уровня насоса. Иногда этот процесс выполняется ручным насосом.

Волноотражательный щит

При движении машины на плаву с наибольшей скоростью вода набегает на носовую часть машины. Во избежание этого в передней части машины обычно устанавливают дюралюминиевый волноотражательный щит (рис. 51).

Чтобы волноотражательный щит не ограничивал обзорность при движении по суше, его укладывают на корпус машины. В рабочее положение щит устанавливается водителем при помощи приводного механизма.

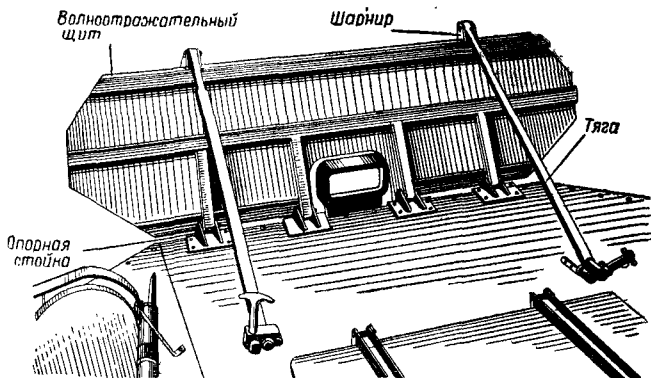


Рис. 51. Волноотражательный щит

Лебедка

Большинство плавающих автомобилей имеет для самовытаскивания при преодолении труднопроходимых участков пути, а также для оказания помощи другим застрявшим в пути автомобилям лебедку грузоподъемностью 4000—5000 кг. Размещается она чаще всего в носовой или средней части машины. Привод ее осуществляется обычно карданным валом от коробки отбора мощности, привернутой болтами к картеру коробки передач.

При самовытаскивании включают привод лебедки на разматывание троса, конец троса укрепляют за пень, дерево или вбитый в землю металлический или деревянный стержень (рис. 52), после чего включают привод лебедки на наматывание троса.

Для вытаскивания другой застрявшей машины автомобиль с лебедкой необходимо установить на твердой почве, надежно затормозить его, подложить под колеса упоры, включить привод лебедки на разматывание троса, зацепить конец троса за буксирные крюки застрявшей машины и включить привод лебедки на наматывание троса.

Если есть возможность, на вытаскиваемой машине (при работающем двигателе) следует включить одну из низших передач. Это облегчит вытаскивание.

В целях предупреждения обрыва троса и повреждения элементов лебедки при перегрузке в соединении вилки кардана с хвостовиком червяка лебедки устанавливают пре-

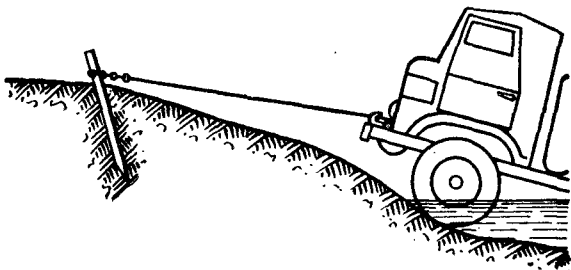


Рис. 52. Самовытаскивание автомобиля лебедкой при выходе на берег

дохранительную шпильку, которая при подводимом моменте свыше допустимого срезается.

Для увеличения создаваемой лебедкой силы тяги некоторые машины оснащают блок-полиспастом, который закрепляется на крюке вытаскиваемой машины. Крюк троса зацепляют за предмет, служащий анкером.

ГЛАВА III

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОЛЕСНЫХ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН

На рис. 53 показан плавающий двухосный автомобиль МАВ-69. Плавучесть этого автомобиля обеспечивается водонепроницаемым металлическим сварным корпусом. Все силовые агрегаты монтируются на раме кораб-

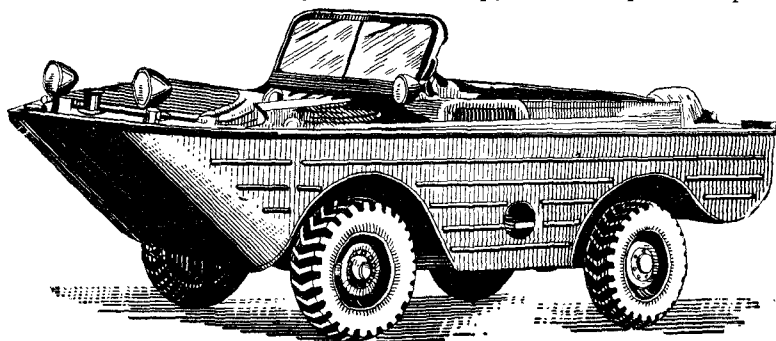


Рис. 53. Плавающий двухосный автомобиль МАВ-69

чатого сечения. В носовой части автомобиля установлен четырехтактный карбюраторный двигатель мощностью 55 л.с. Система охлаждения двигателя жидкостная, закрытого типа. При движении автомобиля на воде, когда нагрузка на двигатель увеличивается, а воздухопроводы закрываются, в систему охлаждения включается теплообменник.

Сцепление однодисковое, сухое. Ведомый диск снабжен пружинной ступицей и гасителем колебаний.

В коробке передач три передачи для движения вперед и одна — для движения назад. Вторая и третья передачи имеют синхронизаторы.

Для передачи крутящего момента к переднему и заднему мостам установлена раздаточная коробка шестеренчатого типа. От раздаточной коробки производится отбор мощности на гребной винт и на водооткачивающий насос. Кроме того, на раздаточной коробке установлен механизм для запуска двигателя от руки.

Во избежание поломки силовой передачи в системе управления раздаточной коробки имеется блокировка, предотвращающая включение низшей передачи раздаточной коробки при выключенном переднем мосте, а также выключение переднего моста при включенной низшей передаче.

Главные передачи одинарные, с парой конических шестерен со спиральными зубьями.

Картер заднего моста разъемный в вертикальной плоскости, состоит из двух частей, соединенных болтами. Во избежание повышения давления при нагревании и вытекания смазки задний мост соединяется с корпусом машины шлангом, на головке которого установлен сапун, сообщающий полость картера с атмосферой. Подвеска машины рессорная, на четырех продольных полуэллиптических рессорах. Колебания гасятся четырьмя гидравлическими поршневыми амортизаторами двустороннего действия.

В качестве движителя на воде применен гребной винт, установленный в корме машины. Гребной винт трехлопастный, изготовлен из бронзы и смонтирован на конусном хвостовике гребного вала. Крутящий момент передается от раздаточной коробки гребному винту посредством карданной передачи и гребного вала, установленного на двух опорах. Передняя опора расположена в корпусе машины и представляет собой однорядный шарикоподшипник, воспринимающий толкающее усилие от винта. Задняя опора размещена снаружи корпуса и представляет собой бронзовые подшипники скольжения. Для предотвращения проникания воды в корпус в месте выхода гребного вала из корпуса установлено уплотнительное устройство.

Вода, попавшая в корпус через неплотности, откачивается ротационным насосом производительностью 150 л/мин, установленным на раме корпуса. Корпус насоса изготовлен из бронзы, ротор резиновый. Приводной вал ротора изготовлен из нержавеющей стали, вращается на двух текстолитовых подшипниках, которые смачиваются откачиваемой из корпуса машины водой.

Для безопасности плавания установлена дополнительная контрольная лампочка в системе электрооборудования,

загорающаяся при уровне воды в корпусе 40—60 мм. По загорании лампочки необходимо включить водооткачивающий насос.

Изменять направление движения автомобиля на воде можно водяным рулем, расположенным на диаметральной плоскости автомобиля за гребным винтом. Руль подвесной, пластинчатый. Привод водоходного руля осуществляется с

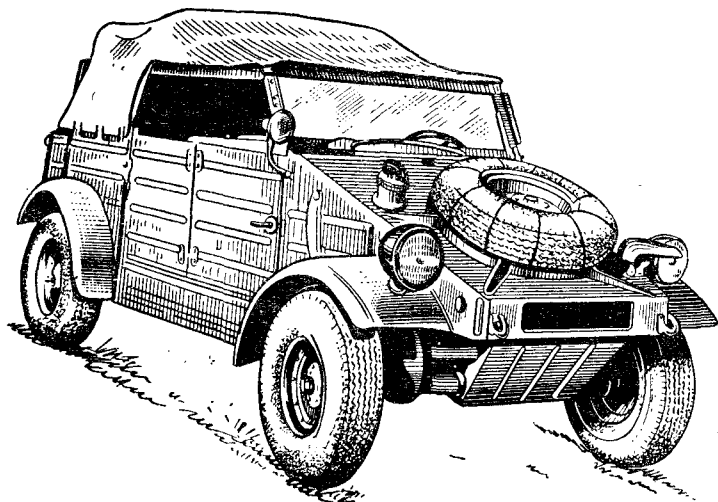


Рис. 54. Плавающий двухосный автомобиль с четырьмя ведущими колесами

помощью троса от специальной катушки, которая укреплена на валу рулевого колеса.

Для самовытаскивания при выходе из воды и преодоления труднопроходимых участков на автомобиле установлен кабестан, представляющий собой вертикальный барабан с червячным редуктором. Кабестан приводится в действие от носка коленчатого вала двигателя карданным валом.

На автомобиле установлен волноотражательный щит, который может занимать рабочее или походное положение.

Для уменьшения веса внутреннего оборудования автомобиля подушки и спинки сидений изготовлены из пенопласта, обшитого чехлами.

На рис. 54 изображен плавающий двухосный автомобиль с четырьмя ведущими колесами. Автомобиль не имеет рамы. Корпус несущий, изготовлен из листовой стали толщиной 1 мм. Днище гладкое, без резких вы-

ступов. Впереди для укрытия подвески колес установлен съемный обтекатель. Носовая часть корпуса закрыта, и на ней помещаются запасное колесо и фары. Бензиновые баки установлены внутри корпуса. В средней части корпус открытый, имеет ветровое стекло и складной тент. Сиденья жесткие, съемные, снабжены мягкими плавучими подушками.

Двигатель с коробкой передач и валом отбора мощности на гребной винт помещен в корме автомобиля. Охлаждается он при помощи вентилятора, забирающего воздух из грузового отделения.

В местах выхода полуосей из корпуса установлены резиновые манжеты. Подвеска колес независимая, торсионная. Гребной трехлопастный винт диаметром 330 мм смонтирован на коротком валу, помещенном в картере редуктора. При движении автомобиля по суше гребной винт с валом можно откинуть кверху и закрепить ремнем на корме. Такое устройство (несмотря на небольшую осадку корпуса) при движении на воде позволяет размещать гребной винт значительно ниже ватерлинии. При наезде на препятствие гребной винт автоматически откидывается назад, что предохраняет его от поломок.

Двухосный автомобиль имеет четыре передачи переднего хода и одну — заднего. Передние колеса могут выключаться. Управление на воде, как и на суше, осуществляется передними колесами. Высота надводного борта — 630 мм.

Двигатель четырехтактный, воздушного охлаждения, бензиновый, с четырьмя горизонтальными цилиндрами, расположенными попарно в противоположных сторонах. Максимальная мощность двигателя — 28 л. с. при 3000 об/мин.

Плавающий двухосный автомобиль «Маскрет» (модель SM-531, рис. 55) предназначен для связи и перевозки раненых. В конструкции этого автомобиля использован алюминиевый сплав, благодаря чему значительно снижен вес автомобиля и уменьшена его осадка.

Привод осуществляется на все колеса. Длина автомобиля — 3760 мм, ширина — 2080 мм, база — 2080 мм, дорожный просвет — 330 мм, грузоподъемность — 680 кг.

Двигатель с рабочим объемом 3,2 л и мощностью 129 л. с. установлен в передней части автомобиля и для удобства размещения водителя смещен вправо на 180 мм.

Для уменьшения сопротивления воды движению передний и задний мосты размещены внутри корпуса автомобиля, а кожухи полуосей выведены наружу.

Максимальная скорость движения автомобиля на суше — 96 км/час, на воде — 4,8 км/час; запас хода — 640 км. Преодолеваемый угол подъема — около 30°. Подвеска колес независимая: передних — на поперечных рычагах, задних — на продольных торсионах. Коробка передач четырехступенчатая. Дифференциал самоблокирующийся.

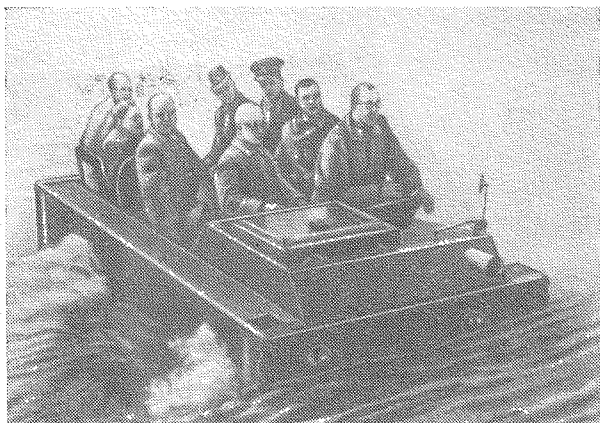


Рис. 55. Плавающий двухосный автомобиль SM-531 «Маскрет»

На рис. 56 показан опытный образец плавающего двухосного автомобиля «Фокс» грузоподъемностью 227 кг в условиях бездорожья и 454 кг при хорошей дороге. Вес автомобиля с водителем — 544 кг. Небольшой вес автомобиля обеспечивается широким применением пластмасс.

Несущий корпус автомобиля (без рамы) выполнен из стеклопластика, обладающего высокой стойкостью и почти не поддающегося воздействию воды и атмосферных осадков, как одно целое с кабиной. При работе в условиях влажного климата и в соленой воде это особенно важно.

Для повышения жесткости автомобиля, улучшения его теплотехнических и других характеристик стенки корпуса выполняются трехслойными (два слоя силового материала, промежуток между которыми заполнен слоем пенопласта с малым удельным весом). Такая конструкция обеспечивает хорошую жесткость и прочность корпуса.

Внутреннее оборудование (сиденья для водителя и десанта) и топливные баки также изготовлены из пластмассы. Сиденье водителя размещено в передней части автомобиля. При перевозке грузов сиденья для десанта складываются.

На автомобиле «Фокс» установлен четырехцилиндровый карбюраторный двигатель «Кохлер К622» с воздушным охлаждением, мощностью около 40 л. с.

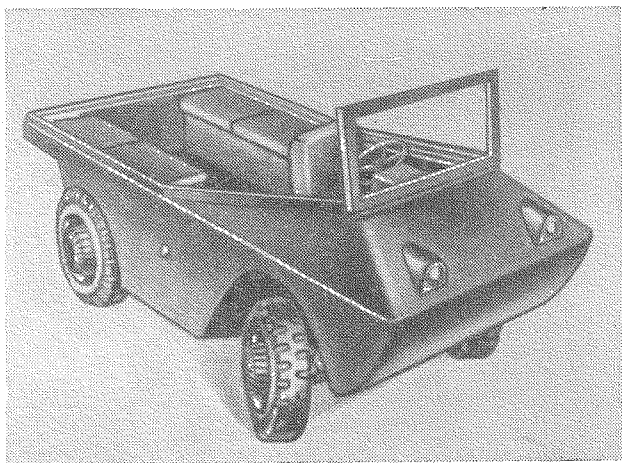


Рис. 56. Плавающий двухосный автомобиль «Фокс»

Передача крутящего момента от двигателя к колесам гидрообъемная.

Гидрообъемный привод состоит из двух основных элементов: поршневого гидронасоса, приводимого во вращение двигателем внутреннего сгорания, и гидромоторов, являющихся тяговыми агрегатами. Связь между обоими элементами привода осуществляется через шланги или трубопроводы.

Преимущества гидрообъемных передач заключаются в плавности передачи крутящего момента, в бесступенчатости его регулирования и в удобстве компоновки силовой передачи. К недостаткам относятся сложность ремонта и более низкий к. п. д. (по сравнению с обычной механической ступенчатой силовой передачей).

Мощность двигателя может быть передана передним и

задним колесам порознь и одновременно всем колесам. Поршневой насос приводится во вращение двигателем и перекачивает рабочую жидкость (масло) по пластмассовым трубопроводам высокого давления в гидромоторы. Гидромоторы смонтированы по одному на четырех колесах. Крыльчатки гидромоторов установлены на ведомом валу.

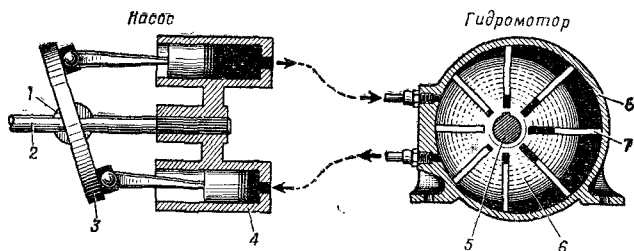


Рис. 57. Принципиальная схема гидростатической передачи:
 1 — круглая шпонка; 2 — ведущий вал; 3 — качающаяся шайба;
 4 — гидравлические цилиндры; 5 — ведомый вал; 6 — крыльчатка;
 7 — лопатки; 8 — корпус гидромотора

Крутящий момент гидромотора изменяется при изменении угла наклона качающейся шайбы (рис. 57) посредством тяг и рычага управления, установленного справа от водителя. Водитель изменяет угол наклона качающейся шайбы, перемещая поршни в цилиндрах насоса. Верхний будет нагнетать жидкость, нижний — отсасывать ее от гидромотора.

Ход поршня будет зависеть от угла наклона качающейся шайбы. С изменением хода поршня будет меняться и крутящий момент гидромотора.

В качестве движителя на воде применен установленный в корме автомобиля гребной винт.

Подвеска колес независимая, пневматическая. Рычаги подвески изготовлены из пластмассы, а шины колес — из нейлона и синтетического каучука.

Скорость передвижения автомобиля на суше — 80,4 км/час, на воде — 10 км/час. Колесная база — 1854 мм. Радиус поворота — 5,18 м.

Автомобили, при изготовлении которых применяются пластмассы, удобны для работы и в северных районах и в тропических условиях.

Корпус из стеклопластика хорошо противостоит ударам. Удары небольшой силы, вызывающие появление вмятин на металлических корпусах, крыльях и дверцах, не оставляют

следа на стеклопластиковых деталях. Корпус может быть изготовлен хорошо обтекаемой формы, без швов.

На рис. 58 показан плавающий колесный транспортер «Ларк-5» грузоподъемностью 5 т. Он предназначен для замены плавающего 2,5-тонного колесного автомобиля «Дак» (см. рис. 14), широко применявшегося в период второй мировой войны.



Рис. 58. Плавающий колесный транспортер «Ларк-5»

Корпус транспортера «Ларк-5» изготовлен из алюминиевого сплава. Гидродинамические обводы на нем уменьшают сопротивление воды движению машины.

На транспортере установлен бензиновый V-образный восьмицилиндровый двигатель «Форд» мощностью 270—275 л. с. Скорость движения транспортера на суше — до 48 км/час, на воде — около 16 км/час.

Ведутся экспериментальные работы по установке на транспортере «Ларк-5» газотурбинного двигателя GMT-305 мощностью 225 л. с. вместо бензинового двигателя.

Для уменьшения расхода топлива газотурбинный двигатель GMT-305 оборудуется теплообменником. На газотурбинном двигателе предусмотрена установка воздухоочистителя и глушителя шума всасывания.

Плавающий двухосный транспортер «Ларк-15» грузоподъемностью 13,6 т (рис. 59) имеет собственный вес 15,9 т.

Длина его — 13 500 мм, ширина — 3600 мм, высота — около 4000 мм. Корпус транспортера изготовлен из алюминиевого сплава.

На транспортере установлены два двигателя «Форд» мощностью 270 л. с. каждый. Скорость движения транспортера на суше — 32 км/час, на воде — 18,5 км/час. Преодолеваемый подъем составляет 31°. Движение транспортера на воде обеспечивает гребной четырехлопастный винт, установленный в корме машины.

На транспортере имеются две кабины. Для максимальной обзорности водитель при движении по суше пользуется

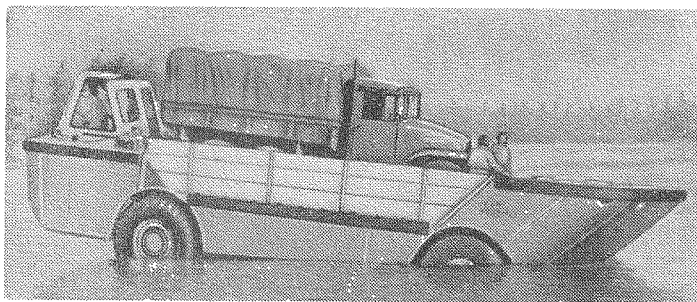


Рис. 59. Плавающий двухосный транспортер «Ларк-15»

кабиной, расположенной впереди (машина движется кормой вперед), при движении на воде — кабиной, расположенной сзади. Это позволяет производить погрузку и разгрузку транспортера через носовую часть с использованием имеющейся аппарели.

Показанный на рис. 60 плавающий двухосный транспортер «Барк» предназначен для перевозки и десантирования танков, инженерных средств и другого вооружения. Вместимость транспортера — 200 солдат (помимо состоящего из 3 человек экипажа). Габаритные размеры транспортера: длина — около 19 000 мм, ширина — 8250 мм, высота — 4800 мм.

По бортам транспортера установлены (по два в линию) четыре дизеля GMS-71 мощностью по 165 л. с. каждый.

В отличие от обычных двигателей дизель GMS-71 имеет два выхода вала: спереди и сзади. Задние выходы валов используются для привода колес, а передние — для привода гребных винтов.

Крутящий момент от двигателя на гребной винт передается через силовую передачу, состоящую из соединенного с двигателями при помощи гидромуфт суммирующего редуктора и промежуточного редуктора. Редуктор используется и как привод воздушного компрессора, обеспечиваю-

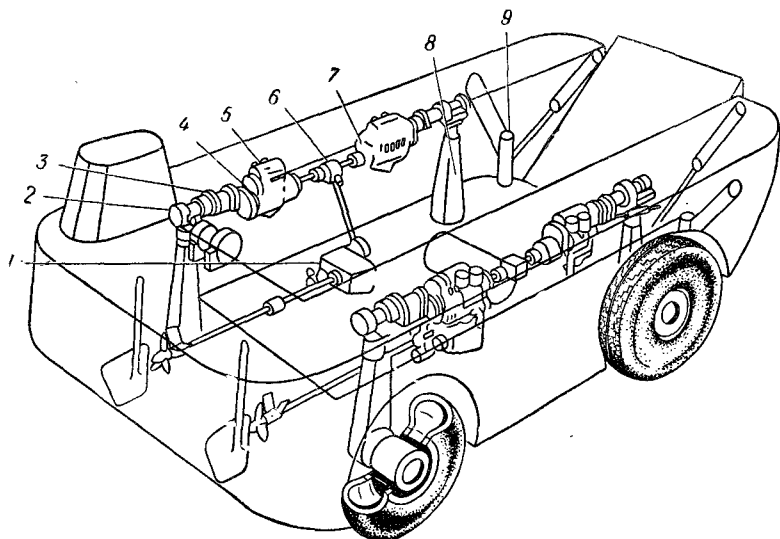


Рис. 60. Конструктивная схема двухосного транспортера «Барк»:

1 — редуктор винта; 2 — коническая передача; 3 — привод к конической передаче; 4 — гидротрансформатор; 5 и 7 — двигатели; 6 — привод к редуктору винта; 8 — привод к колесу; 9 — гидропривод откидного борта

щего воздухом тормозную систему и централизованную систему накачивания и регулирования давления воздуха в шинах.

На каждое колесо имеется индивидуальный привод от одного из двигателей. Для поворота колес используется гидропривод. Управляемыми колесами могут быть как передние, так и задние.

Для движения на воде установлены два гребных винта диаметром по 625 мм. Мощность для каждого из них отбирается от двух двигателей. Винты могут поворачиваться в разные стороны, что обеспечивает хорошую маневренность транспортера на воде. Транспортер снабжен откидным бортом.

С нагрузкой на суше он может передвигаться со скоростью до 20 км/час, на воде — со скоростью 11,0 км/час. Давление в шинах регулируется водителем из кабины.

Осадка машины на воде без груза: нос — 1,8 м, корма — 2,2 м; с грузом: нос — 2,4 м, корма — 2,8 м.

Из колесных плавающих двухосных бронетранспортеров интерес представляет бронетранспортер повышенной проходимости «Коммандо» (рис. 61),

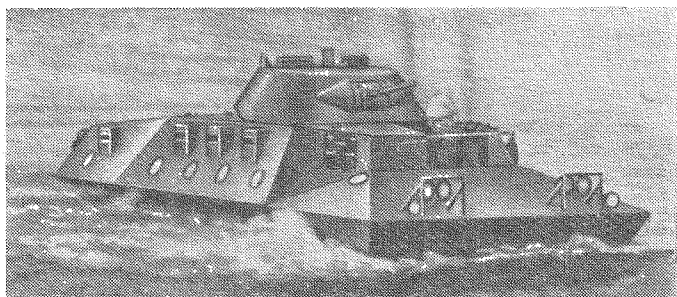


Рис. 61. Плавающий двухосный бронетранспортер «Коммандо»

спроектированный и изготовленный на базе двухосного автомобиля для сухопутных войск США.

Бронетранспортер предназначен для разведки, связи и переброски войск по дорогам, а также для сопровождения колонн. Вместимость бронетранспортера 12 человек. Длина его 5600 мм, ширина 2200 мм, высота: по корпусу — 1800 мм, по башне — 2160 мм. Колея — 1850 мм. Дорожный просвет: под днищем корпуса — 580 мм, под дифференциалом — 390 мм.

Корпус машины несущий, цельносварной, герметичный. Броня противопульная, сварена электродами из нержавеющей стали.

Для наблюдения и ведения огня из ручного оружия десанта в корпусе имеются 10 амбразур.

Вооружение бронетранспортера: два спаренных пулемета калибра 12,7 мм и 7,62 мм. Пулеметы установлены во вращающейся башенке с круговым обстрелом.

В задней части корпуса находится силовое отделение. Двигатель «Крейслер» мощностью 185 (220) л. с. Сцепление однодисковое. Коробка передач механическая, пятиступенчатая, с ручным управлением.

Ведущие мосты заимствованы с серийных автомобилей М44 и оборудованы блокирующимися дифференциалами.

Для самовытаскивания при застревании, а также для вытаскивания однотипных машин бронетранспортер оборудован лебедкой с гидростатическим приводом. Тяговое усилие на тросе лебедки 4500 кг. Максимальная скорость движения бронетранспортера по шоссе 96 км/час, по воде 6,4 км/час.

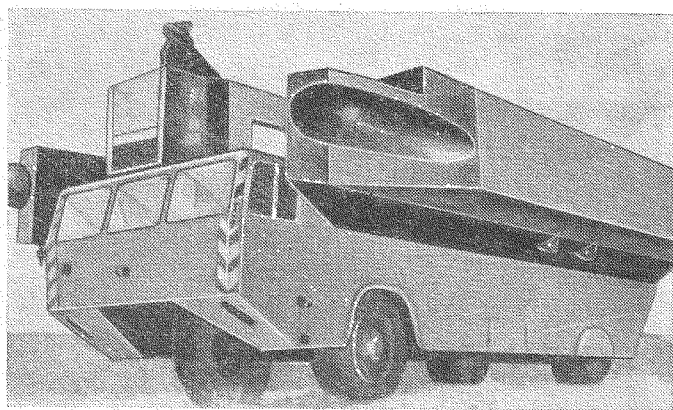


Рис. 62. Плавающая паромно-мостовая машина «Аллигатор»

Движение по воде обеспечивается специальными шинами низкого давления $14,00 \times 20''$.

В целях повышения мобильности войск при форсировании водных преград в зарубежных армиях ведутся в широком масштабе работы по созданию инженерных плавающих паромно-мостовых колесных машин, предназначенных для использования в качестве самоходного парома (одна машина) и в наплавных мостах (при смыкании нескольких машин) для переправы в зоне боевых действий танков и другой военной техники.

Так, например, во Франции создан понтонный парк системы «Жиллуда», в ФРГ — самоходный паромный понтон, получивший наименование МС-10 («Аллигатор») и в США — самоходный штурмовой мост — паром МАВ.

Самоходно-паромный понтон «Аллигатор» (рис. 62) представляет собой корпусное, двухосное плавающее шасси (4×4), изготовленное из легких спла-

вов. К корпусу шасси с обеих сторон крепятся на шарнирах алюминиевые поплавки (понтон), предназначенные для увеличения плавучести шасси. При движении на суше бортовые полавки находятся в походном положении (подняты), при движении на воде полавки с помощью гидравлических механизмов поворачиваются и затем фиксируются, составляя с корпусом шасси площадку для погрузки тяжелой техники. Кабина водителя с органами управления и контрольными приборами для движения на суше установлена в задней части машины. Пост управления для движения на воде находится на крыше кабины водителя.

Габаритные размеры шасси: длина — 11 330 мм, ширина — 2990 мм, высота — 3566 мм. Общий вес шасси — 20,5 т.

В передней части корпуса «Аллигатора» размещены два дизеля воздушного охлаждения мощностью по 178 л. с. каждый. Один двигатель предназначен для движения машины на суше и привода двух вспомогательных гребных винтов, установленных в понтонах, второй — для привода основного гребного винта, который служит также рулем поворота. При этом конструкцией силовой передачи предусмотрено, что в случае выхода из строя первого двигателя для движения на суше может быть включен второй двигатель.

Скорости движения шасси: на шоссе — 62 км/час, на воде — около 12 км/час.

Одна машина «Аллигатор» используется как паром грузоподъемностью 8 т, две машины — как паром грузоподъемностью 30 т и три машины — как паром грузоподъемностью 50 т.

Конструкция шасси обеспечивает при необходимости поднятие колес, опускание или поднятие основного гребного винта.

«Аллигатор» оборудован откачивающими насосами, воздушным компрессором, якорными и буксирными механизмами.

На рис. 63 показана паромно-мостовая машина МАВ (с секцией дополнительного устройства проезжей части). В качестве базы (отдельного элемента моста) выбрано двухосное шасси, корпус которого изготовлен из алюминиевого сплава.

На машине МАВ установлен двигатель — дизель мощностью 335 л. с. Для уменьшения сопротивления воды движению и обеспечения разворотов на водоемах с малой

глубиной колеса шасси убираются в специальные отсеки.

В качестве движителя на воде применен гребной винт. В отличие от самоходно-паромного понтона «Аллигатор», у которого водоходный движитель расположен в передней части машины, на паромно-мостовой машине МАВ водоходный движитель находится в кормовой части. Такое расположение водоходного движителя облегчает выход машины из воды, так как позволяет одновременно включать

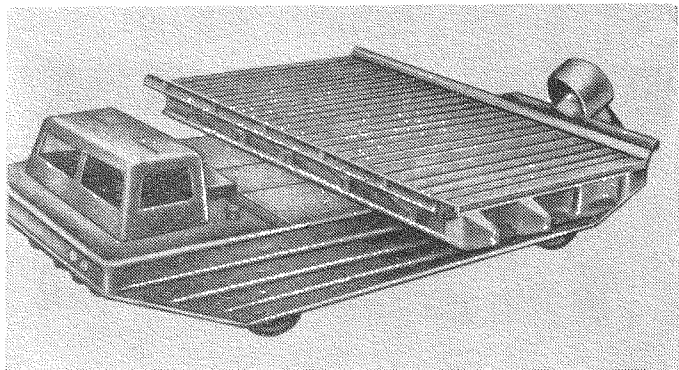


Рис. 63. Паромно-мостовая машина МАВ с верхним строением в рабочем положении

колеса и гребной винт. Для обеспечения необходимого тягового усилия на воде, а также в целях защиты винта при передвижении по суше, винт может опускаться и подниматься с помощью специального гидравлического устройства.

Плавающий трехосный автомобиль «Дак» (см. рис. 14) в период второй мировой войны использовался для перевозки пехоты, вооружения, боеприпасов и других грузов с десантных барж и судов на берег, а также для эвакуации раненых на десантные суда и баржи.

Автомобиль «Дак» изготовлен на базе грузового автомобиля «Джиемси». Корпус его сварной, из листовой стали толщиной 2 мм. Рама двухлонжеронная. Лонжероны коробчатого сечения. Вес автомобиля с полным снаряжением (без груза) — 6,5 т, грузоподъемность — 2,5 т. Перевозимый десант — 25 человек.

Габаритные размеры: длина — 9450 мм, ширина —

2515 мм, высота с тентом — 2690 мм. База автомобиля — 4165 мм, колея — 1616—1622 мм.

В автомобиле три отделения: силовое, отделение управления и грузовое.

Силовое отделение находится в передней части корпуса автомобиля. В нем помещаются двигатель и обслуживающие его устройства (вентилятор, радиатор и др.).

Отделение управления расположено за силовым отделением и отделено от него перегородкой. В отделении управления размещаются экипаж автомобиля, а также механизмы и приборы управления: рычаги управления движением на суше и на воде, педали, установленные на щитке контрольные приборы (выключатель зажигания, рукоятка управления системой накачивания шин и др.).

Грузовое отделение располагается за отделением управления и сверху может закрываться тентом.

На автомобиле установлен бензиновый шестицилиндровый двигатель мощностью 90 л. с. Охлаждение двигателя водяное с принудительной циркуляцией. Зажигание батарейное.

Сцепление однодисковое сухое. Коробка передач механическая. Число передач для движения вперед пять, назад — одна. Раздаточная коробка имеет две передачи. Для передачи крутящего момента от коробки передач к раздаточной коробке и от раздаточной коробки к главным передачам ведущих мостов служат карданные валы открытого типа с карданными шарнирами, вращающимися на игольчатых подшипниках.

Ходовая часть (за исключением колес), подвеска, рулевое управление и тормоза конструктивно не отличаются от обычных автомобильных. Вместо двускатных колес установлены одинарные покрышки размером 11,00—18" из десятислойной прорезиненной ткани (корда).

На воде автомобиль передвигается с помощью трехлопастного винта, приводимого в действие карданным валом от дополнительной раздаточной коробки. Машина на воде управляется с помощью руля, расположенного в тоннеле гребного винта непосредственно за винтом и приводимого в действие тросами от вала рулевого механизма.

Для откачивания воды, попавшей в корпус машины, установлены два насоса: шестеренчатый и центробежный, оба приводятся в действие от вала гребного винта.

Бак для горючего расположен в правой задней части грузового отделения.

Повышению проходимости автомобиля (особенно при выходе из воды на берег с мягким или с илистым грунтом) способствует центральная система накачки и регулировки давления воздуха в шинах.

На автомобиле установлена лебедка. Привод лебедки осуществляется отдельным карданным валом от механизма отбора мощности в коробке передач. Включается вал лебедки рычагом, расположенным в отделении управления.

Все оси автомобиля ведущие. Передняя ось подвешена на полуэллиптических рессорах, а средняя и задняя оси установлены на балансирной рессорной подвеске.

Балансирная подвеска обеспечивает постоянное распределение веса машины между осями независимо от дорожных условий. Каждая из двух задних рессор представляет собой равноплечую балку, концы которой опираются на среднюю и заднюю оси машины.

Максимальная скорость движения: на суше — 80,5 км/час, на воде — 9,5 км/час; радиус поворота на суше — 10,5 м. Наибольший угол спуска и подъема — 30°. Размеры десантного отделения: длина — 3780 мм, ширина — 2080 мм, высота — 710 мм. Высота надводного борта (при нагрузке) в носовой части — 610 мм, в корме — 406 мм.

Для снижения удельного давления на грунт при преодолении труднопроходимых участков местности и при выходе на берег с илистым грунтом автомобиль оборудуется специальным приспособлением для укладки сетчатых покрытий. Сетка состоит из одной полосы, ширина которой примерно равна ширине машины. Для удобства транспортирования сетка свертывается в рулон.

Плавающий автомобиль «Дак» используется также в качестве самоходного парома вместо наплавных мостов, обладающих, по мнению зарубежных специалистов, наибольшей пропускной способностью, но являющихся хорошей целью для современных средств поражения.

При движении на суше звено моста находится на плавающем автомобиле «Дак» в сложенном виде. Соединение нескольких таких машин на воде образует самоходный паром или мост.

Дальнейшим усовершенствованием плавающего автомобиля «Дак» является плавающий трехосный автомобиль «Супердак» (рис. 64), изготовленный на базе автомобиля М135. Кабина автомобиля «Супердак» изготовлена из пластмассы; эластичные шины приспособлены

для движения в условиях пустыни; система накачивания и регулирования давления воздуха в шинах, гидромеханическая силовая передача и самоблокирующийся дифференциал усовершенствованы. Силовые агрегаты монтируются на раме.

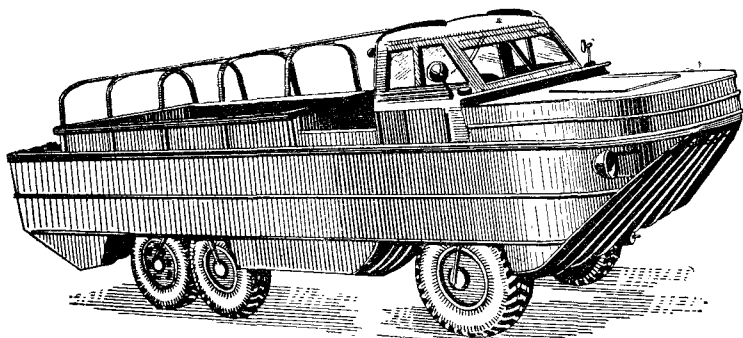


Рис. 64. Плавающий трехосный автомобиль «Супердак»

Вес автомобиля без груза — около 7 т, грузоподъемность — 2,5 т, но она может быть повышена: на суше — до 3,6 т, на воде — до 4,4 т. Двигатель мощностью 145 л. с., карбюраторный.

Скорость движения автомобиля на суше по шоссе — 80 км/час, на воде — до 11 км/час. Увеличение объема грузового отделения (по сравнению с объемом грузового отделения автомобиля «Дак») с 5,5 до 9,5 м³ обеспечивает транспортировку более емких грузов: на автомобиле «Супердак» можно переправить 27 десантников или 105-мм гаубицу.

Давление воздуха в шинах высокой проходимости пониженное; регулируется оно с помощью центральной системы накачки из отделения управления, что сокращает время, потребное для изменения давления воздуха в шинах при эксплуатации. Воздух для накачки шин подается от компрессора тормозной системы. Для надежного торможения автомобиля установлен клапан ограничения падения давления воздуха в пневматическом приводе тормозов. Вместо водяного руля для управления машиной на воде используется гребной винт, поворачивающийся примерно на 30° в обе стороны.

Обтекаемая форма носовой части автомобиля уменьшает сопротивление движению на воде. Для увеличения безопасности плавания высота надводного борта автомо-

бия доведена до 800 мм (вместо 610 мм в носовой части на автомобиле «Дак»). Запас топлива — 454 л.

На рис. 65 показан плавающий трехосный автомобиль «Галл» грузоподъемностью 5 т. От предыдущей модели он отличается обтекаемой формой носовой части (что обеспечивает меньшее сопротивление при движении на воде) и пластмассовым корпусом (что исключает его коррозию в соленой воде).

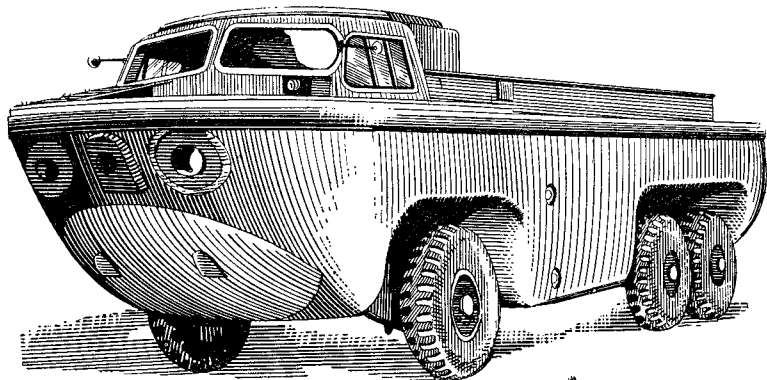


Рис. 65. Плавающий трехосный автомобиль «Галл»

Трехосный плавающий автомобиль «Столуорт» (рис. 66) имеет много узлов, общих с узлами броневедомола «Саладин» и бронетранспортера «Сарацин». Одна из особенностей компоновочной схемы автомобиля — равнорасположенное размещение осей: передняя и задняя оси находятся на одинаковом расстоянии от средней оси. Все оси ведущие.

Грузоподъемность автомобиля 5000 кг, длина 6120 мм, ширина 2500 мм, сухой вес 8400 кг.

На автомобиле установлен восьмицилиндровый рядный карбюраторный двигатель «Роллс-Ройс В-81» мощностью 220 л. с.

Крутящий момент от двигателя передается через пятиступенчатую коробку передач к раздаточной коробке, в которой вмонтирован дифференциал. Далее момент передается к колесам средней оси и от них через конические редукторы и карданные валы раздается по бортам на передние и задние колеса. Для увеличения крутящего мо-

мента в картере ступицы каждого колеса размещен понижающий планетарный редуктор.

Управляемой является не только передняя пара колес, но и средняя. Это уменьшает радиус поворота автомобиля. Для облегчения вождения автомобиля в рулевое управление введен гидравлический усилитель. Управление на плаву от рулевого колеса.

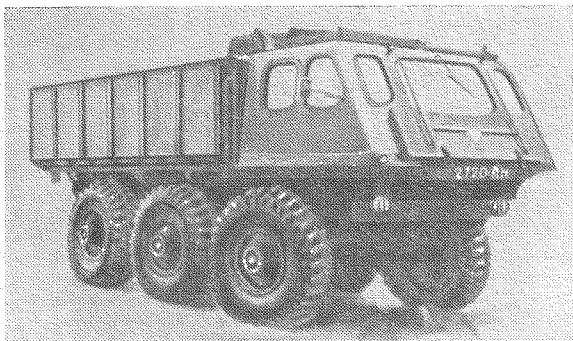


Рис. 66. Плавающий трехосный автомобиль «Столуорт»

В отличие от других автомобилей на автомобиле «Столуорт» установлены дисковые тормоза фирмы «Данлоп». Диаметр тормозных дисков — 406,4 мм. В качестве двигателя на воде применены два водомета, размещаемые в тоннелях корпуса над задними колесами. Для этой же цели могут использоваться и колеса автомобиля.

Максимальная скорость движения автомобиля на суше — 88 км/час, на воде — 9,25 км/час.

«Столуорт» способен преодолевать препятствия: угол подъема до 25° , высоту вертикальной стенки — до 0,457 м и рвы — шириной до 1,75 м.

Усовершенствование узлов и механизмов плавающего автомобиля «Супердак» привело к появлению четырехосного плавающего автомобиля «Дрейк» (рис. 67). Этот автомобиль предназначен для переправы артиллерийских орудий, грузовых автомобилей и других грузов весом до 7—8 т. Автомобиль имеет четыре ведущие оси. Высота его — 3350 мм, длина — 12800 мм, ширина — 3000 мм. Для уменьшения веса автомобиля и предотвращения

ния коррозии в морской воде корпус его изготовлен из сварных дюралюминиевых листов.

На автомобиле установлены два двигателя мощностью 155 л. с. каждый и две силовые передачи такой же конструкции, как на автомобиле «Супердак». Один из двигателей приводит в движение первую и третью оси, другой — вторую и четвертую. При выходе из строя одного двига-

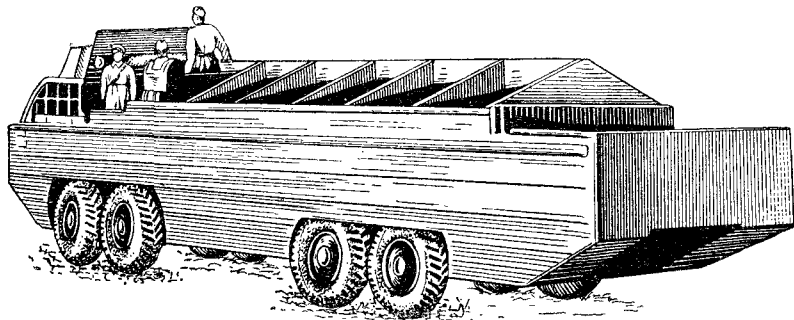


Рис. 67. Плавающий четырехосный автомобиль «Дрейк»

теля автомобиль может продолжать движение как на суше, так и на воде. При движении по твердому грунту передние оси могут быть выключены. Автомобиль будет двигаться с помощью двух задних осей, при этом правый двигатель будет вращать четвертую ось, а левый двигатель — третью.

Для движения вперед имеются 12 передач. В качестве движителя на воде используются гребные поворачиваемые винты, каждый из которых приводится в действие одним двигателем. Для лучшей маневренности машины на воде гребные винты могут вращаться в разные стороны. Во избежание поломок при движении на суше гребные винты убираются в тоннель и опускаются с помощью пневмоцилиндров, приводящихся в действие от двигателей.

Обычные листовые рессоры на автомобиле «Дрейк» заменяет пневматическая подвеска, обеспечивающая хорошую амортизацию при движении по плохой дороге. Давление воздуха в подвеске регулируется автоматически в соответствии с полезной нагрузкой. При движении на воде возможен некоторый подъем колес в специальные ниши корпуса. Это уменьшает сопротивление и увеличивает скорость движения машины. В поднятом положении колеса выступают ниже днища корпуса на 380 мм. Высота надводного борта при нагрузке 7257 кг составляет 812,8 мм,

а без груза — 1066 мм. Запас плавучести автомобиля «Дрейк» 50%. Расход топлива для питания двух двигателей при движении на воде — около 95 л/час.

Два центробежных водооткачивающих насоса откачивают воду, попавшую внутрь корпуса. Кроме того, на машине установлены лебедка и централизованная система для накачки и регулирования давления воздуха в шинах. Размер шин 14,7 × 20". Колеса одинарные.

Для десантирования пехоты с судов в Англии создан четырехосный плавающий автомобиль «Террапин I», все колеса которого ведущие. Корпус автомобиля несущего типа. Вес автомобиля без груза — 10,5 т, максимальная грузоподъемность — 4,5 т; максимальная скорость движения на суше — 30 км/час, на воде — 9 км/час.

Корпус автомобиля сварной, водонепроницаемый, изготавливается из листовой стали. Носовая и кормовая части корпуса скошены (для обеспечения необходимых углов въезда и съезда и для достижения требуемой скорости движения на воде).

В средней части корпуса расположены силовое отделение и отделение управления, в котором находится водитель и размещены все органы управления. В задней части корпуса имеется площадка для пассажиров или перевозимого груза.

На автомобиле установлены два карбюраторных двигателя мощностью по 85 л. с., которые отдельно приводят в движение ведущие колеса обеих сторон. Привод к колесам осуществляется на правый борт от правого двигателя, на левый — от левого двигателя. Крутящий момент от двигателей передается на две коробки передач и далее через карданные валы с универсальными шарнирами поступает к раздаточным коробкам, от которых осуществляется привод к гребным винтам. Гребные винты отключаются с помощью кулачковых муфт. Привод на колеса от раздаточных коробок осуществляется через червячное колесо.

В машине нет упругих элементов подвески колес. Толчки, воспринимаемые колесами на неровностях, смягчаются и поглощаются только пневматически (шинами), поэтому при преодолении препятствий кратковременно перегружаются рама, силовая передача и шины автомобиля. Размер шин — 12,75 × 24".

Передвижение по воде осуществляется с помощью двух гребных винтов диаметром по 457 мм, приводимых в действие карданными валами от раздаточных коробок.

На воде машина управляется с помощью рулевого колеса. Руль расположен непосредственно за гребными винтами по продольной оси машины.

На суше машина управляется изменением числа оборотов двигателей. Для поворота машины нужно увеличить число оборотов двигателя с той стороны, которая является наружной при повороте.

Чтобы уменьшить трение шин при повороте машины на твердом грунте, передние колеса постоянно приподняты.

Для откачивания воды, попадающей в корпус машины, установлены ручные насосы производительностью по 56 л/мин.

На рис. 68 показан четырехосный автомобиль «Террапин II» (модификация автомобиля «Террапин I»).

Общий вес автомобиля — 16,5 т, вес без груза — 11,5 т, грузоподъемность — 5 т. Длина машины — 9265 мм, ширина — 2694 мм. Ширина колеи — 2286 мм. Дорожный просвет — 355 мм. Максимальная скорость движения «Террапин II» на суше 40 км/час, на воде 10 км/час.

Корпус монтируется на продольных и поперечных балках. Продольные балки служат опорой для кожухов осей, расположенных с левой и правой сторон машины. Концы осей проходят через водонепроницаемые уплотнения корпуса и выходят наружу. На концы осей насаживаются ступицы ведущих колес.

На автомобиле установлены два форсированных двигателя. В отличие от автомобиля «Террапин I» они передвинуты вперед. Это увеличило размеры грузового отделения. Место водителя оборудовано между двумя двигателями.

Крутящий момент от двигателей передается через сцепления коробкам передач, а усилия от коробок передач передаются (посредством карданных валов с универсальными шарнирами) двухступенчатым демультипликаторам, смонтированным в передней части раздаточных коробок. От раздаточных коробок мощность передается на колеса машины, гребные винты и механические насосы. Кроме того, от раздаточной коробки левого борта приводятся в действие компрессор, подающий сжатый воздух для накачки шин, и стеклоочиститель. От раздаточной коробки правого борта приводится в действие лебедка с тяговым усилием 5,4 т.

Охлаждение двигателей водяное. Радиаторов два. Расположены они в передней части автомобиля. Увеличение

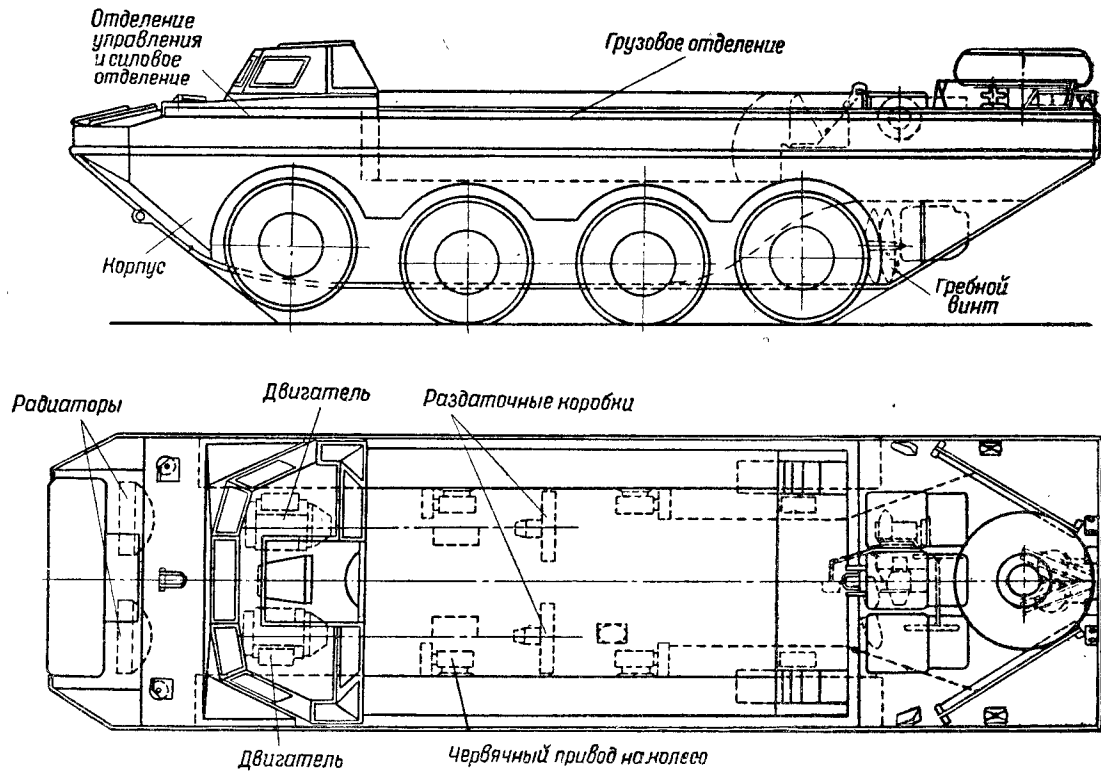


Рис. 68. Плавающий четырехосный автомобиль «Террапин II»

скорости движения на воде потребовало улучшения системы охлаждения: установлены мощные вентиляторы в плотно подогнанных кожухах с плавными закруглениями. Для дополнительного охлаждения двигателей при движении автомобиля на воде в нишах передней части корпуса под главными радиаторами установлены дополнительные подводные радиаторы.

Колеса от раздаточной коробки приводятся во вращение через червячную пару. Упругих элементов подвески колес в машине нет. Размер шин — $14,25 \times 20''$.

Машина снабжена системой накачки и регулирования давления воздуха в шинах. Система состоит из двухцилиндрового воздушного компрессора производительностью $0,36 \text{ м}^3/\text{сек}$, резервуара с обеспечивающим постоянное давление в нем (в пределах $5,6\text{—}7 \text{ кг/см}^2$) регулятором, кранов и трубопроводов, позволяющих изменять давление воздуха в шинах во время движения автомобиля.

Движение на воде осуществляется посредством двух трехлопастных винтов диаметром по 695 мм . Максимальное число оборотов гребных винтов — 660 в минуту.

На суше автомобиль тормозится смонтированными на четырех колесах тормозами. Привод ножного тормоза гидравлический, ручного — механический.

Машина дифференциала не имеет. На воде она управляется двумя рулями, расположенными в корме. Радиус поворота на воде — $24,3 \text{ м}$.

На машине установлены, кроме ручного насоса для откачивания проникшей в корпус воды, два насоса механического действия производительностью по 190 л/мин . Механические насосы имеют свободный ход, чтобы при обратном ходе не откачивалась вода, которой заполняется насос до начала его работы.

Плавающий четырехосный автомобиль ХМ-521 (рис. 69) предназначен для перевозки личного состава (14 человек) или грузов весом не более 2265 кг . Все оси автомобиля ведущие, а две передние — еще и управляемые. Собственный вес автомобиля — 2061 кг , длина — 5760 мм , ширина — 2185 мм , высота — 2360 мм .

Дорожный просвет может изменяться в зависимости от дорожных условий. Так, при движении по шоссе он составляет 336 мм , а при движении по пересеченной местности увеличивается до 463 мм .

Кабина расположена в передней части над двигателем, что обеспечивает водителю хороший обзор пути.

На автомобиле установлен четырехцилиндровый горизонтальный двигатель воздушного охлаждения мощностью 105 л. с. Блок цилиндров выполнен из алюминиевого сплава. Двигатель охлаждается двумя вентиляторами, установленными с каждой стороны блока цилиндров. Вентиляторы приводятся в движение с помощью ремней. Воздухоочиститель сухой, войлочного типа, расположен под щитком в кабине водителя.

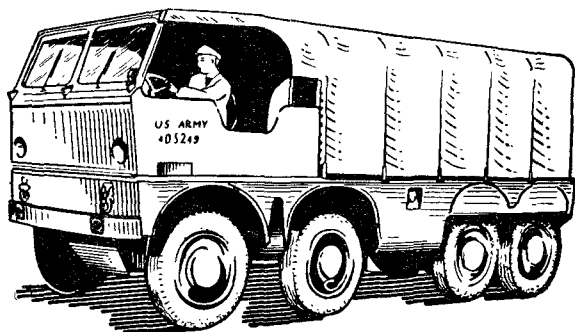


Рис. 69. Плавающий четырехосный автомобиль XM-521

Максимальная скорость движения автомобиля на суше — 88 км/час, на воде — 8 км/час.

Плаучесть автомобиля обеспечивается водоизмещением корпуса и шин. Корпус несущего типа (см. рис. 26). Коробка передач механическая, четырехступенчатая, с ручным управлением и повышающим редуктором, что дает возможность получить восемь передач вперед и две назад. Для бесшумного и безударного включения шестерен вторая, третья и четвертая передачи синхронизированы.

От коробки передач мощность передается двухступенчатой раздаточной коробке, размещенной в центре автомобиля, а от нее — к двойным главным передачам.

Для предотвращения буксования автомобиля на скользком или мягком грунте дифференциалы, смонтированные в главных передачах, имеют самоблокировку.

Подвеска независимая, комбинированная (пневматическая и пружинная). Тормоза автомобиля колодочные с гидравлическим приводом.

В качестве движителя на воде установлены два гребных винта диаметром 304 мм с приводом от коробки отбора мощности. Винты вращаются в разные стороны.

На рис. 70 показан плавающий автомобиль «Нобел» с 20 колесами: 16 ведущими и 4 дополнительными, свободно вращающимися. Расположенные в передней части автомобиля неведущие колеса значительно облегчают преодоление препятствий.

Корпус автомобиля изготовлен из стекловолокна и специальной резины. Вес снаряженного автомобиля — 1000 кг.

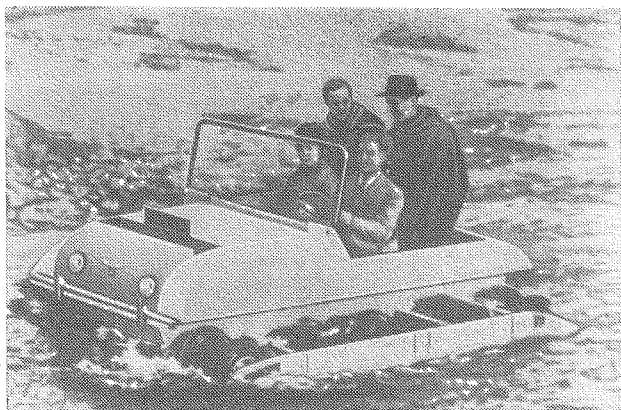


Рис. 70. Плавающий автомобиль «Нобел»

Грузоподъемность — 6 человек (или 4 человека и 200 кг груза).

В автомобиле «Нобел» установлен карбюраторный четырехцилиндровый двигатель «Фольксваген» воздушного охлаждения мощностью 30 л. с. с горизонтально-оппозитным расположением цилиндров.

Подвеска всех колес независимая. Максимальные скорости движения автомобиля на суше — около 70 км/час, на воде — 9,3 км/час.

В целях повышения грузоподъемности и для создания возможности движения по бездорожью в США разрабатываются машины (автопоезда) типа «Гоуэр», предназначенные для перевозки различных военных грузов, топлива и др. Первый из этой серии — автопоезд ХМ-437 — показан на рис. 71.

Автопоезд состоит из двух частей, каждая из которых имеет по одной оси. Передняя часть представляет собой тягач, а задняя — полуприцеп.

Основные данные автопоезда ХМ-437 следующие: собственный вес тягача — 10,95 т, полуприцепа — 4,73 т. Грузоподъемность автопоезда — 13,6 т. Габаритные размеры: длина — 11 000 мм, ширина — 3000 мм, высота кабины — 3000 мм, высота кузова — 2700 мм. Дорожный просвет — 760 мм. База — 7300 мм.

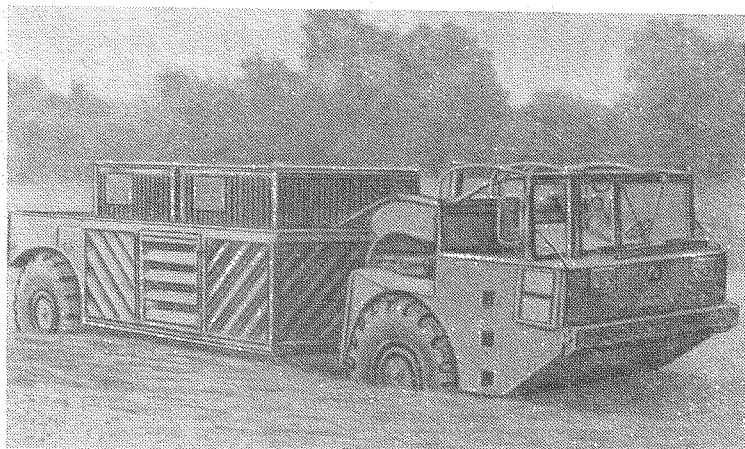


Рис. 71. Плавающий автопоезд ХМ-437

Особенностью силовой передачи автопоезда является электрическая передача (электропривод) задних колес.

В передней части тягача установлен V-образный восьмицилиндровый двигатель — дизель 8V-71 мощностью 274 л. с. Он приводит во вращение электрогенератор с максимальным напряжением 518 в при частоте 200 гц.

В генераторе механическая энергия преобразуется в электрическую. Электрический ток питает электродвигатели задних колес и рулевого управления, приводя во вращение их валы. Таким образом, электродвигатели преобразуют электрическую энергию в механическую.

Привод на передний мост механический. Коробка передач также механическая, пятиступенчатая. Переключается коробка передач посредством пневмопривода. Раздаточная коробка двухступенчатая. Тормоза многодисковые, установлены на всех колесах. Привод тормозов пневматический. Подвески у колес нет.

Плаучесть машины обеспечивается водоизмещением герметичного кузова и шин.

На воде при слабом течении машина движется благодаря вращению колес, а при сильном течении буксируется моторной лодкой, вертолетом или лебедкой.

Максимальная скорость движения на суше — 51 км/час, на воде — 5,8 км/час. Запас хода — около 500 км. Шины



Рис. 72. Плавающий автопоезд «Гама-Гоут»

шестнадцатислойные, низкого давления. Диаметр шин — 1,8 м. Давление воздуха в шинах — 1,75 кг/см². Автопоезд поворачивается тягачом относительно полуприцепа на угол до 90° в каждую сторону, что обеспечивает автопоезду достаточную маневренность.

При эксплуатации автопоезда в обычных условиях (на хороших дорогах) ведущей осью служит передняя ось. При движении на низшей передаче и задним ходом включаются колеса с электродвигателями задней оси.

Плавающий автопоезд «Гама-Гоут» (рис. 72) состоит из двухосного тягача и одноосного активного прицепа. Равнорасположенные оси, большой дорожный про-

свет, блокирующиеся дифференциалы, независимая подвеска и равномерная нагрузка обеспечивают автопоезду высокую проходимость по пересеченной и заболоченной местности.

Прицеп может быть использован для перевозки личного состава, для транспортировки ракет, армейских грузов, раненых и т. д. Сцепное устройство сконструировано так, что прицеп может поворачиваться относительно тягача не только в горизонтальной, но и в вертикальной плоскости. Такая конструкция позволяет машине преодолевать завалы и вертикальные стенки высотой до 800 мм. Колеса тягача ведущие, что в сочетании с активными колесами прицепа и шинами низкого давления повышает маневренные качества автопоезда.

На тягаче установлен двигатель воздушного охлаждения мощностью 80 л. с. Коробка передач четырехступенчатая. Максимальная скорость движения на суше — 80 км/час.

Небольшой вес автопоезда (1,4 т) позволяет транспортировать его по воздуху и десантировать с помощью парашюта.

ГЛАВА IV

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГУСЕНИЧНЫХ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН

На рис. 73 показан общий вид плавающего танка Т-40, у которого движителем на воде служит гребной винт. Корпус танка сварной. Для обеспечения наилучшей устойчивости на воде верхняя часть корпуса выполнена

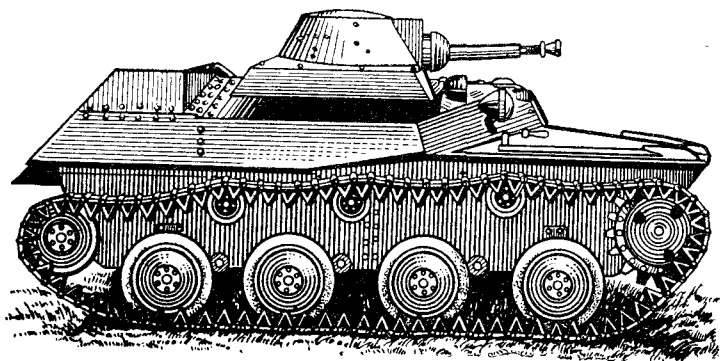


Рис. 73. Плавающий танк Т-40

шире нижней. В передней части корпуса размещены главная и бортовые передачи и механизмы управления. В средней части с правой стороны находится силовое отделение. В задней части корпуса по бокам расположены бензиновые баки. Посредине кормы корпуса имеется ниша для установки гребного винта и рулей.

Для удобства монтажа верхние листы корпуса — передний, задний и над силовым отделением — изготовлены съемными. Воздухоприток закрыт колпаком и находится

в корме танка справа. Жалюзи расположены на заднем верхнем листе корпуса.

В корпусе имеются три люка: люк в передней части сверху служит для посадки водителя; люк в колпаке воздухопритока используется для обслуживания двигателя; люк, расположенный в днище корпуса, — аварийный.

Сверху на корпусе установлена башня, имеющая форму усеченного конуса. В передней части башни сделана

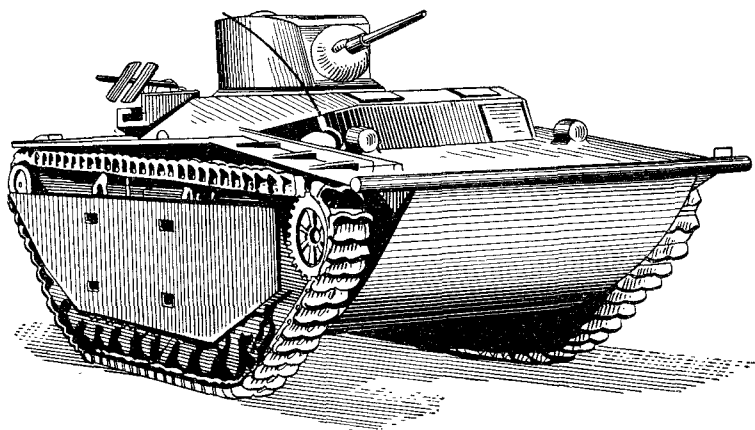


Рис. 74. Плавающий танк МК1-ЛВТ(А)1

ниша прямоугольного сечения для установки маски и вооружения. Ниша закрыта броневым щитком, укрепленным спереди на маске. В верхней части башни имеется люк с крышкой.

Размещение агрегатов в корпусе танка Т-40 показано на рис. 20.

Изображенный на рис. 74 плавающий танк МК1-ЛВТ(А)1 вооружен 37-мм пушкой и тремя пулеметами калибра 7,62 мм. Пушка монтируется в башне. С ней спарен один пулемет. Экипаж танка — 3—6 человек. Броневая защита танка противопульная. Толщина брони 6,3—12,7 мм.

Боевой вес танка — 14 т, длина — 7900 мм, ширина — 3300 мм, высота — 2570 мм. Максимальная скорость движения на суше — 32 км/час, на воде — 12 км/час. Запас хода на суше — 320 км, на воде — около 95 км. Для внешней связи в танке установлена радиостанция.

Семицилиндровый звездообразный карбюраторный двигатель «Континенталь 670-9А» размещен в задней части корпуса. Мощность двигателя — 250 л. с. при 2400 об/мин. Охлаждение двигателя воздушное, сцепление многодисковое.

Для увеличения водоизмещения машины и крепления ходовой части по бортам корпуса размещены пустотелые коробки-понтон, разделенные перегородками на пять секций. В случае образования пробоин вода заполнит не весь

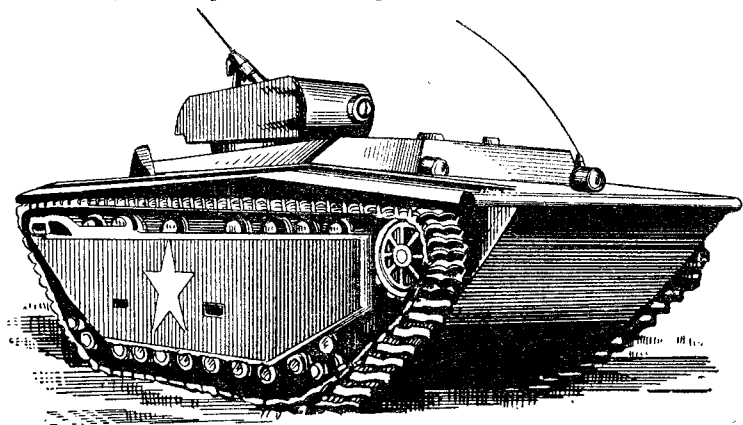


Рис. 75. Плавающий танк МК4-ЛВТ(А)4

понтон, а только поврежденные секции, плавучесть танка не нарушится.

Сверху на понтоны устанавливаются по два поддерживающих катка, в задней части — направляющие колеса с приспособлениями для натяжения гусениц, а в нижней части — подвеска с опорными катками. Гусеницы мелкозвенчатые, с зигзагообразными лопатками, обеспечивающими движение танка на воде. Ширина гусеницы — 352 мм.

Плавающий танк МК4-ЛВТ(А)4 (рис. 75) является модификацией танка МК1-ЛВТ(А)1 и отличается от последнего главным образом вооружением, толщиной брони корпуса и количеством экипажа. На танке МК4-ЛВТ(А)4 установлены гаубица калибра 75 мм и один крупнокалиберный пулемет (12,7 мм). Толщина отдельных лобовых листов увеличена до 25 мм, в результате чего возросли боевой вес (до 17,2 т) и осадка танка, а максимальная скорость движения на воде снизилась до 9,5 км/час и

на суше — до 30 км/час. Двигатель, силовая передача и ходовая часть такие же, как на танке МК1-ЛВТ(А)1.

Плавающий танк ЛВТН-6 (рис. 76) вооружен гаубицей калибра 105 мм и крупнокалиберным (12,7 мм) пулеметом, установленным на крыше башни.

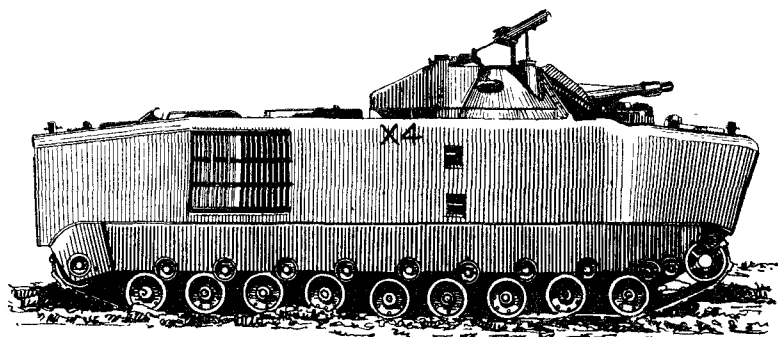


Рис. 76. Плавающий танк ЛВТН-6

На рис. 77 показан опытный образец плавающего разведывательного танка «Шеридан» (ХМ-551). Боевой вес танка 16 т. В качестве основного оружия применены противотанковые управляемые реактивные снаряды (ПТУРС), «Шилейла», запуск которых производится из 152-мм короткоствольного орудия, допускающего также стрельбу обычными снарядами.

Во многих странах уделяется большое внимание созданию плавающих гусеничных бронетранспортеров, предназначенных для транспортировки пехоты, артиллерийских систем и других военных грузов.

Плавающий гусеничный бронетранспортер МК2-ЛВТ(А)2 отличается от танка МК1-ЛВТ(А)1 прежде всего тем, что не имеет башни с вооружением. Существенны различия и в бронировании корпуса и в оборудовании десантного отделения: для увеличения грузоподъемности в бронетранспортере оставлены лишь передние броневые листы и листы над отделением управления.

Боевой вес бронетранспортера — 14,8 т. Экипаж — 4 человека, перевозимый десант — 24 человека.

Корпус, представляющий собой жесткую металлическую коробку, в которой расположены все механизмы машины, делится на три отделения: отделение управления и силовой передачи, грузовое (десантное) и силовое.

Отделение управления и силовой передачи расположено в передней части корпуса, в нем находится водитель и размещаются механизмы и приборы управления машиной, силовая передача (сцепление, коробка передач, механизмы поворота и бортовые передачи).

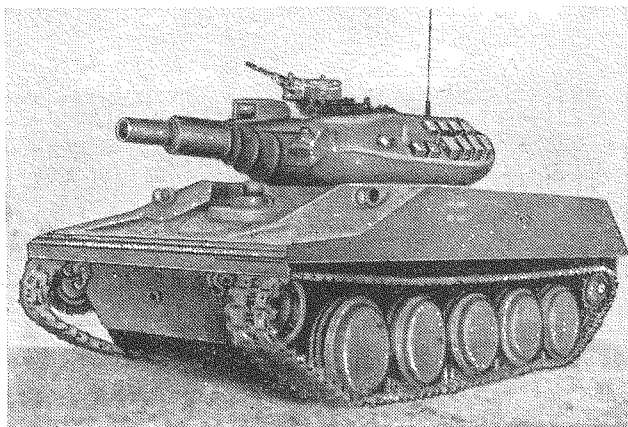


Рис. 77. Плавающий разведывательный танк «Шеридан»

Грузовое отделение располагается в средней части корпуса, а силовое отделение (двигатель, вентилятор и баки с горючим) — в задней части за перегородкой.

Для придания машине плавучести и для монтажа на ней деталей и агрегатов ходовой части к бортам корпуса, как и у танка МК1-ЛВТ(А)1, привариваются пустотелые сварные понтоны.

На воде и на суше машина движется с помощью мелкозвенчатой гусеницы с лопатками. При движении машины на воде верхняя ветвь гусеницы находится выше ватерлинии. Поворот при движении на воде и на суше осуществляется торможением одной из гусениц.

Отсутствие гребного винта и руля поворота является отличительной особенностью данной машины.

Дальнейшим развитием плавающего бронетранспортера МК2-ЛВТ(А)2 является бронетранспортер МК4-ЛВТ4 (рис. 78). Особенностью этого бронетранспортера является размещение двигателя впереди, а десантного отделения — в задней части машины. Это позволило

создать откидывающийся задний борт и значительно облегчить погрузку на бронетранспортер артиллерийских систем и других военных грузов. Откидывающийся борт одновре-

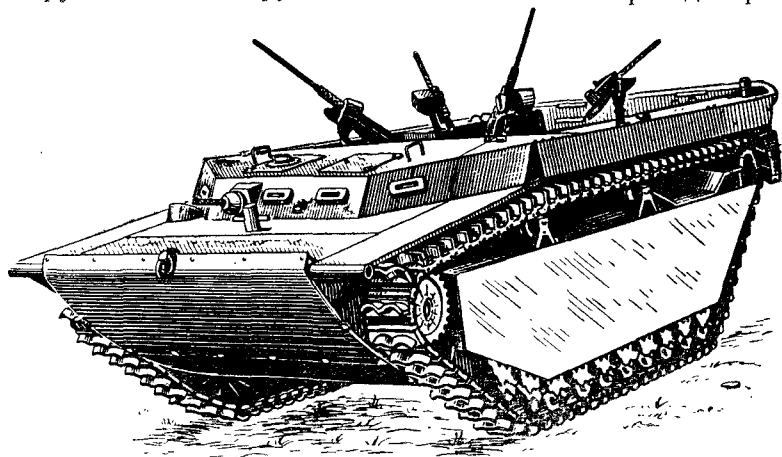


Рис. 78. Плавающий гусеничный бронетранспортер МК4-ЛВТ4

менно служит аппарелью для входа и выхода десанта. Запас хода бронетранспортера на суше увеличен до 400 км, а на воде — до 120 км.

На рис. 79 схематично показан плавающий гусеничный бронетранспортер МК3-ЛВТ3, известный

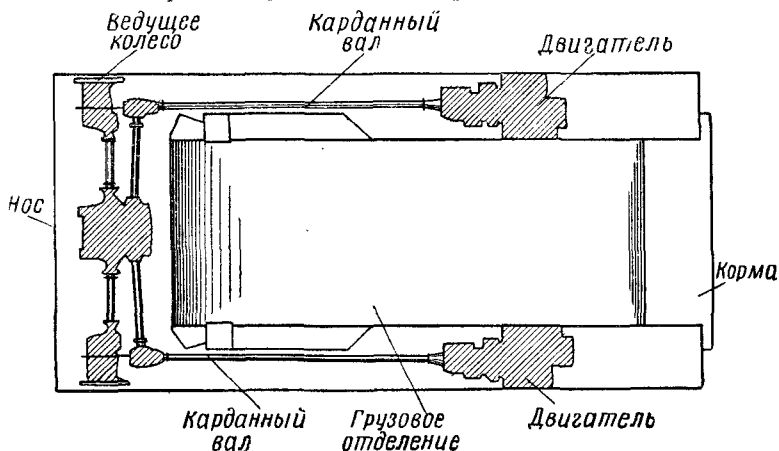


Рис. 79. Плавающий гусеничный бронетранспортер МК3-ЛВТ3

под названием «Нептун». Боевой вес бронетранспортера — 16,3 т. Экипаж — 3 человека, перевозимый десант — 24 человека. Габаритные размеры бронетранспортера: длина — 7350 мм, ширина — 3300 мм, высота — 2580 мм. Броневые листы корпуса съемные. На бронетранспортере установлены два пулемета.

Характерная особенность бронетранспортера — наличие двух автомобильных двигателей «Кадиллак», установленных по бортам. Это позволяет применять на бронетранспортере двигатели и силовые передачи меньших размеров, изготавливаемые для обычных автомобилей. Грузовое отде-

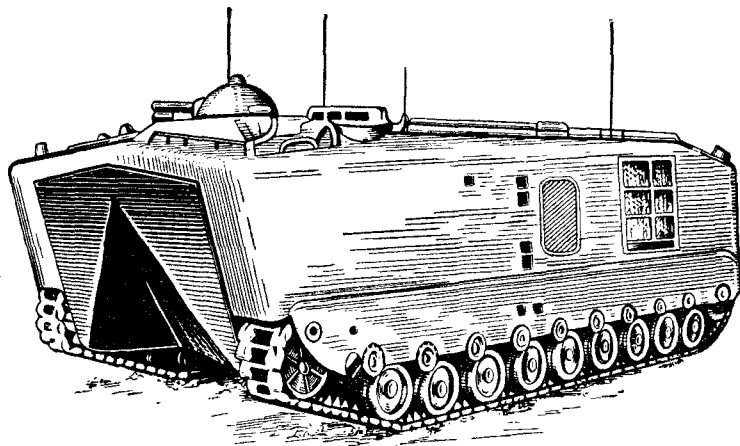


Рис. 80. Плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВТП-5

ление бронетранспортера размещено вдоль всей машины. Задний борт откидной.

Плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВТП-5 (рис. 80) представляет собой полностью бронированную машину, предназначенную для перевозки десанта и грузов. Боевой вес бронетранспортера 31,75 т, грузоподъемность на суше 8,16 т (или 34 человека), на воде — 5,44 т (или 40 человек с полным снаряжением). Габаритные размеры бронетранспортера: длина — 9040 мм, ширина — 3560 мм, высота с установленным пулеметом — 2920 мм. Экипаж 3 человека.

Корпус бронетранспортера выполнен водонепроницаемым из стальной брони. На бронетранспортере установлен V-образный 12-цилиндровый бензиновый двигатель мощ-

ностью 812 л. с. и гидромеханическая силовая передача. Емкость топливных баков 1126 л. Топливо расположено в 12 топливных независимых баках, симметрично расположенных под днищем машины, что повышает ее устойчивость на плаву. Питание двигателя происходит одновременно из двух баков.

Для откачивания воды, просочившейся в корпус бронетранспортера, установлено пять водооткачивающих помп. Четыре из них производительностью 1133 л/мин каждая приводятся от двигателя, пятая производительностью 473 л/мин имеет электропривод и при необходимости включается водителем.

В качестве движителя на воде используются гусеницы шириной 508 мм каждая. Для увеличения скорости движения на воде траки снабжены специальными башмаками. Максимальная скорость при движении на суше 48 км/час, на воде 11 км/час.

Бронетранспортер ЛВТП-5 преодолевает ров шириной 3,65 м, стенку высотой 0,9 м, подъем до 35°. Запас хода при движении на суше 305 км, а на воде — 47 км.

На базе бронетранспортера ЛВТП-5 созданы плавающая бронированная ремонтно-эвакуационная машина ЛВТР-1, спаренная зенитная установка, штабная машина (для размещения личного состава штаба) и инженерная машина (для преодоления минных полей и невзрывных заграждений различного типа).

На машине ЛВТР-1 установлены разборный кран с максимальной грузоподъемностью стрелы 3175 кг, сварочный агрегат и воздушный компрессор. Для буксирования вышедших из строя машин имеются две лебедки. Предельное тяговое усилие основной лебедки 20412 кг. Для привода лебедок, генератора и воздушного компрессора на машине ЛВТР-1 установлен вспомогательный двигатель.

Ведутся работы по установке в бронетранспортере газотурбинного двигателя модели 720 мощностью около 900 л. с. Замена поршневого двигателя газотурбинным позволит уменьшить вес силовой установки и силовой передачи с 2950 кг до 1450 кг и соответственно увеличить полезную нагрузку бронетранспортера на 2,2 т и повысить скорость движения на воде.

Газотурбинный двигатель занимает лишь 0,25 м³, поршневой — в семь с лишним раз больше (1,84 м³).

Сокращение размеров двигателя и размещение его над

силовой передачей позволило передвинуть на 1500 мм назад перегородку силового отделения и тем самым увеличить пространство для груза на 5,9 м³. Плавающий бронетранспортер с газотурбинным двигателем сможет разместить 46 человек (вместо 34 на бронетранспортере ЛВТП-5).

Обороты газовой турбины снижаются до 6000 в минуту с помощью редуктора, от которого крутящий момент передается через дополнительную передачу на расположенный под двигателем параллельный вал. Воздух для газотурбинного двигателя засасывается через всасывающую трубу, размещенную на крыше бронетранспортера, и проходит в силовое отделение через самоочищающийся воздушный фильтр. Выпускные газы выходят через аналогичную выпускную трубу, помещенную также на крыше бронетранспортера.

Модификацией бронетранспортера ЛВТП-5 является плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВТП-6 (рис. 81). Отличительная особенность его — установка двигателя «Континенталь» с воздушным охлаждением. При движении бронетранспортера на воде поток воздуха, омывающий двигатель, проходит через охлаждаемый заборной водой теплообменник.

Боевой вес бронетранспортера ЛВТП-6 — 18,6 т, грузоподъемность на суше — 4,5 т, на воде — 3,6 т (или 20 солдат с полным снаряжением). В нем устанавливается двигатель с герметичной и экранированной системой электрооборудования.

Некоторые плавающие машины, в том числе плавающий гусеничный бронетранспортер М-59 (рис. 82), не имеют специального водоходного (водяного) движителя. Для создания тяги на воде в таких машинах используется гусеничный движитель, применяемый и для движения на суше, без каких-либо дополнительных приспособлений, например лопаток, устанавливаемых на машинах ЛВТ.

Использование гусениц в качестве водоходного движителя упрощает конструкцию и снижает вес машин. Однако максимальная скорость движения на воде достигает всего лишь 6—7 км/час, что не полностью отвечает требованиям, предъявляемым к машинам.

Плавающий гусеничный бронетранспортер М-59 предназначен для транспортировки мотопехоты, перевозки раненых, грузов, а также для использования в качестве по-

движного бронированного средства управления артиллерийским огнем. В нем используются агрегаты подвески легкого танка.

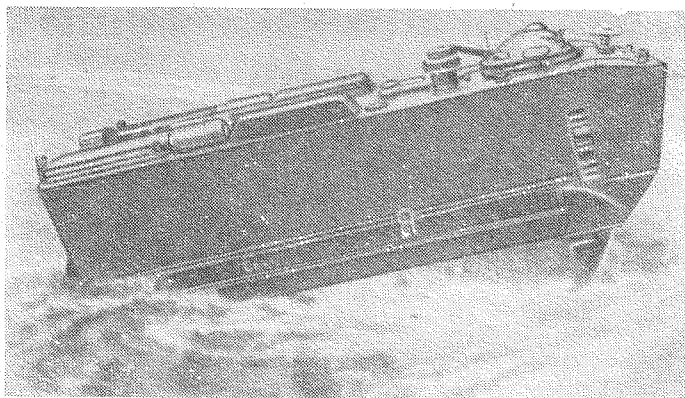


Рис. 81. Плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВПТ-6

Боевой вес бронетранспортера — 21 000 кг. Его габаритные размеры: длина — 5460 мм, ширина — 3250 мм, высота — 2500 мм. Дорожный просвет — 450 мм.

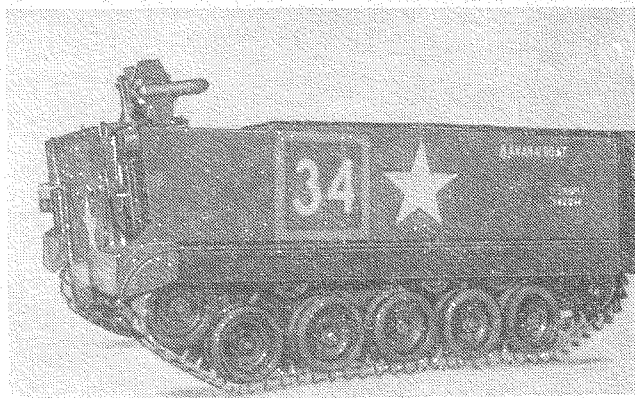


Рис. 82. Плавающий гусеничный бронетранспортер М-59

Броня бронетранспортера противопульная, обеспечивает защиту от огня стрелкового оружия и осколков снарядов.

Корпус бронетранспортера сварной, герметичный. Отделение управления расположено в передней части, два силовых отделения — в боковых отсеках, десантное (грузовое) отделение — в средней и кормовой частях машины.

На крыше корпуса впереди справа установлена литая командирская башенка с люком и смотровыми приборами, обеспечивающая круговой обзор. В башенке укреплен крупнокалиберный (12,7-мм) зенитный пулемет. Кроме того, в укладке имеется пистолет-пулемет калибра 11,43 мм.

В качестве приборов наблюдения для механика-водителя используются перископы. Для ночного вождения бронетранспортера в крышке люка может устанавливаться ночной смотровой прибор (перископ). В крыше бронетранспортера имеются люки для погрузки и выгрузки грузов и для доступа к двигателям.

Чтобы вода не заливала носовую часть бронетранспортера при движении на плаву, к переднему наклонному броневому листу шарнирно прикреплен волноотражательный щит, который при движении на суше опускается на корпус машины.

Для обеспечения быстрой посадки и высадки десанта кормовая стенка корпуса выполнена откидной. Она поднимается и опускается при помощи гидравлического привода и служит аппарелью для входа и выхода десанта. На случай ее повреждения предусмотрен выход через специальный люк. Бронетранспортер вмещает 12 человек.

Силовая установка состоит из двух автомобильных карбюраторных шестицилиндровых двигателей. Максимальная мощность каждого двигателя — 146 л. с. при 3400 об/мин. Охлаждение двигателей жидкостное. Степень сжатия — 7,2.

Две гидромеханические коробки передач (обеспечивающие четыре передачи для движения вперед и одну передачу заднего хода), карданные передачи, блокируемый двойной дифференциал с двухступенчатым редуктором и тормозами и бортовые передачи составляют силовую передачу.

Подвеска бронетранспортера независимая, торсионная. Гусеничный движитель состоит из двух резино-металлических гусеничных цепей, двух расположенных впереди ведущих колес, двух задних направляющих колес, десяти двойных опорных и шести поддерживающих катков.

Движение и повороты бронетранспортера на воде осуществляются при помощи гусениц. Максимальная ско-

рость движения на воде — 6,9 км/час, на суше — 51 км/час.

Бронетранспортер может преодолевать подъем до 31°, рвы шириной до 1650 мм, стенки высотой 450 мм.

Среднее удельное давление на грунт (при погружении на 7,6 см) — 0,5 кг/см², запас хода — около 190 км.

Бронетранспортер М-59 используется как командирская машина и как база для монтажа пусковых установок, может использоваться в качестве шасси самоходного миномета М-84 калибра 106,7 мм.

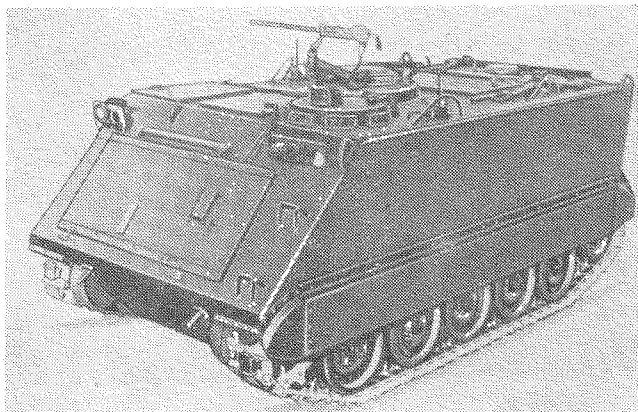


Рис. 83. Плавающий гусеничный бронетранспортер М-113

Боевой вес самоходного миномета М-84 — около 20 т. Экипаж — 6 человек. Максимальная скорость движения самоходного миномета — около 40 км/час.

Для ведения огня с машины крыша корпуса раздвигается. При стрельбе с грунта используется опорная плита, которая перевозится на кормовом листе корпуса машины.

В зарубежной печати сообщается, что самоходный миномет М-84, как не отвечающий современным требованиям по весу и максимальной скорости, подлежит замене самоходным минометом на более легком шасси плавающего гусеничного бронетранспортера М-113.

Дальнейшим усовершенствованием бронетранспортера М-59 является плавающий гусеничный бронетранспортер

транспортёр М-113 (рис. 83). Он предназначен для перевозки отделения пехоты (12 человек), раненых и грузов, а также как база для создания самоходных установок под 81-мм и 106,7-мм минометы, для монтажа радарных установок зенитного вооружения и пусковых установок управляемых снарядов. Бронетранспортер используется также в качестве подвижного командного пункта, пункта связи и управления огнем. Экипаж — 1 человек (водитель).

В бронетранспортере М-113 наибольшее применение нашли легкие сплавы. Это не могло не отразиться на весе машины: он уменьшился почти вдвое. Далеко не последнюю роль сыграло в этом и усовершенствование конструкции (прежде всего уменьшение габаритных размеров и более рациональная компоновка агрегатов и механизмов).

Два двигателя, которые вместе с силовой передачей установлены по бортам бронетранспортера М-59, в бронетранспортере М-113 заменяет один. Размещение его вместе с занимающими сравнительно небольшой объем в правой передней части корпуса коробкой передач и механизмом поворота (см. рис. 21) позволило не только уменьшить габаритные размеры машины, но и увеличить площадь для размещения десанта.

Боевой вес бронетранспортера — 10 т. Габаритные размеры: длина — 4810 мм, ширина — 2660 мм, высота — 2190 мм.

Относительно малые габаритные размеры и вес бронетранспортера позволяют транспортировать его по воздуху на самолетах и вертолетах и даже сбрасывать на парашюте.

Бронетранспортер М-113 имеет люк для десанта на крыше, командирский люк, люк механика-водителя и люк в кормовой части. Бронетранспортер вооружен пулеметами калибра 12,7 мм и 7,62 мм. Бронева защита предохраняет экипаж и десант от ружейно-пулеметного огня.

На бронетранспортере установлены V-образный восьмицилиндровый карбюраторный двигатель жидкостного охлаждения мощностью 215 л. с. при 3900 об/мин и силовая передача «Аллисон» ТХ200-2Х, включающая одноступенчатый гидротрансформатор с блокировочным фрикционом. Гусеницы бронетранспортера плоские, бесшумные в работе. Удельное давление на грунт — 0,503 кг/см². Емкость баков бронетранспортера — 300 л. В бронетранспортере установлены радиостанция и танко-

вое переговорное устройство для связи водителя с командиром машины.

Бронетранспортер приспособлен для эксплуатации как в обычных условиях, так и в условиях Арктики, для чего на нем имеются средства обогрева, позволяющие эксплуатировать его при низкой температуре. Он может преодолеть

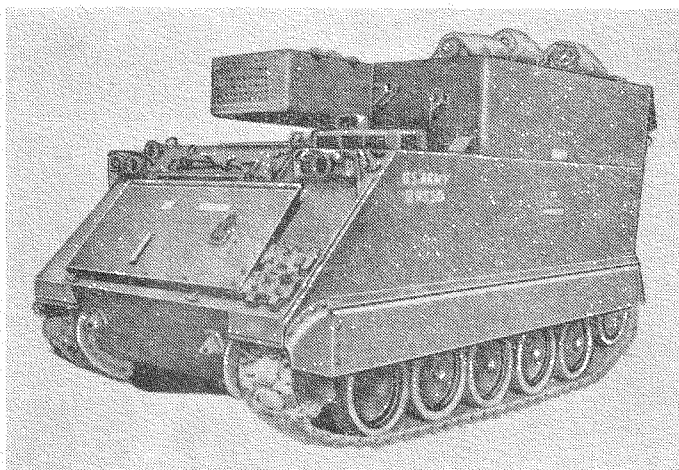


Рис. 84. Плавающая штабная машина- XM-577 (модификация М-113)

вать подъем до 31° и крен до $16,5^\circ$, ров шириной 1675 мм и вертикальную стенку высотой 610 мм. Запас хода на суше — 320 км.

Плавуемость обеспечивается водоизмещением корпуса. В качестве движителя на воде используются гусеничные ленты.

В системе электрооборудования применены две 12-в аккумуляторные батареи. Система зажигания водонепроницаемая и полностью экранирована. Бронетранспортер М-113 используется как база для создания штабных машин (рис. 84) и пусковых установок для запуска управляемых противотанковых снарядов SS-11. Пусковая установка поворачивается на шарнирах, что позволяет заряжать ее изнутри бронетранспортера. Управляет снарядами командир из командирской башенки, расположенной в центре крыши бронетранспортера.

На базе плавающего гусеничного бронетранспортера М-113 создано шасси ХМ-546, на котором разрабатывается войсковой автономный самоходный зенитный ракетный комплекс «Маулер» (рис. 85), предназначенный для борьбы с низко летящими самолетами и вертолетами, а также с тактическими неуправляемыми снарядами типа «Онест Джон».

Комплекс «Маулер» с расчетом и боевой платформой весит около 11,3 т.

С бронетранспортера М-113 для шасси ХМ-546 зенитного ракетного комплекса «Маулер» применяются V-образный восьмицилиндровый двигатель «Крейслер» мощностью 215 л. с., силовая передача, гусеничные ленты и подвеска.

Габаритные размеры шасси: длина — 5760 мм, ширина — 2540 мм, высота — 1917 мм. База — 2820 мм. Максимальная скорость движения — 64 км/час.

Плавучесть обеспечивается водоизмещением корпуса.

В комплекс входят гусеничное самоходное шасси, комплект зенитных управляемых ракет и поворотная боевая платформа, на которой размещены пусковая установка с механизмами управления ею и антенная система радиолокаторов наведения и слежения.

Система наведения снаряда комплекса «Маулер» полностью автоматизирована. В ней используются радиолокационная аппаратура, а также моделирующие и цифровые устройства.

Для обеспечения возможности ведения огня с ходу боевая платформа имеет систему стабилизации, подобную той, которая применяется для стабилизации орудия в танке.

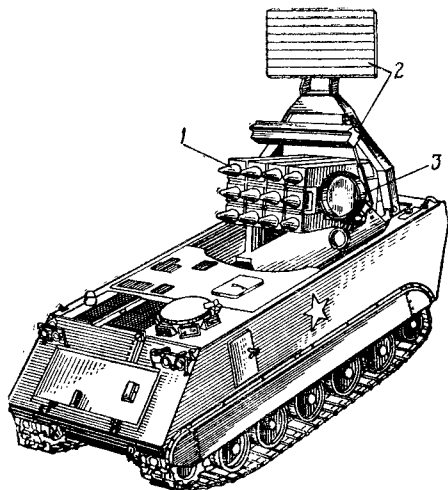


Рис. 85. Войсковой автономный самоходный зенитный ракетный комплекс «Маулер»:

1 — управляемые ракеты; 2 — радиолокационная установка; 3 — фара

На боевой платформе в кабине размещаются пульт управления, счетно-решающее устройство, аппаратура связи и рабочие места для двух операторов.

В отдельном отсеке установлена газовая турбина.

На самоходном комплексе «Маулер» установлен гидравлический силовой привод для наведения пусковой установки по углу возвышения, для стабилизации и вращения антенны обнаружения цели, для подъема и опускания колонки антенны.

Снаряды размещаются в легких ящиках — контейнерах.

Контейнер состоит из корпуса, крышек (передней и задней) и рукоятки. Он используется так же, как направляющая труба при запуске.

Для облегчения конструкции и создания необходимой жесткости корпус контейнера изготовлен из алюминиевого сплава с двойными стенками; пространство между стенками заполнено пенопластом. Имеется дополнительный вкладыш из пенопласта, поддерживающий снаряд внутри контейнера. Он предохраняет аппаратуру снаряда от резких ударов при движении шасси.

Снаряд «Маулер» состоит из четырех отсеков. В головном (приборном) отсеке снаряда установлены электронная аппаратура и приборы системы наведения. Далее размещен второй отсек с боевой частью. В третьем отсеке размещен реактивный двигатель, работающий на твердом топливе. И, наконец, в четвертом (хвостовом) отсеке установлены две термические батареи для питания снаряда электроэнергией, газогенератор, силовой привод и воздушные рули.

Экипаж машины состоит из трех человек: оператора, механика-водителя (он же радист) и командира. Управляет снарядом один человек.

Машина приспособлена для транспортировки по воздуху, а также для сбрасывания с парашютом.

В качестве транспортных средств предполагается использовать вертолеты и обычные транспортные самолеты.

Взамен неплавающих самоходных установок М-52 и М-44 в США на базе бронетранспортера М-113 разработаны плавающие самоходные установки Т195Е1 (со 105-мм гаубицей) и Т196Е1 (со 155-мм гаубицей). В шасси М-113 внесены изменения — число катков с каждой стороны увеличено до семи, а высота корпуса несколько уменьшена.

Боевой вес новых самоходных установок Т195Е1 — около

16 т, а установок Т196Е1 — около 18 т, т. е. примерно в полтора раза меньше, чем вес самоходных установок М-52 и М-44 со стальным бронированием.

По сообщениям зарубежной печати, изготовляемые из алюминиевых сплавов агрегаты, узлы и детали по прочности не уступают стальным.

Особенность самоходных гаубиц — большая маневренность огня, достигаемая благодаря установке орудий во вращающейся башне. В зарубежной печати сообщалось,

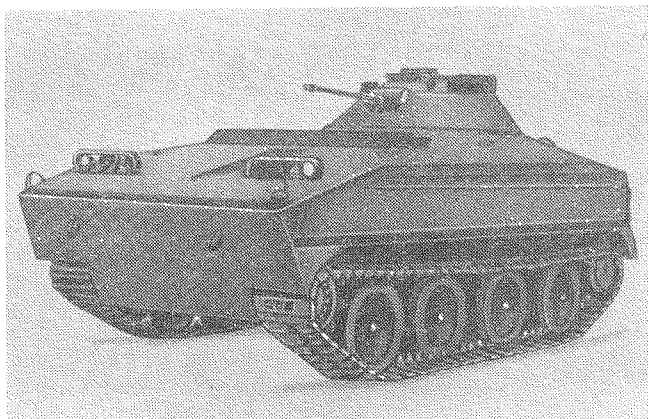


Рис. 86. Плавающий гусеничный бронетранспортер М-114

что самоходная гаубица калибра 105 мм обладает хорошей остойчивостью и может вести огонь на плаву.

Башни новых самоходных установок конической формы имеют большой диаметр погона (2540 мм), что обеспечивает свободное размещение в них экипажа, вооружения и механизмов.

На рис. 86 показан плавающий гусеничный бронетранспортер М-114, предназначенный для разведки и нередко используемый как командирская машина.

Боевой вес бронетранспортера — 6,1 т. Экипаж состоит из трех человек: командира, водителя и радиста. Габаритные размеры: длина — 4470 мм, ширина — 2336 мм, высота — 2290 мм.

Малый вес бронетранспортера достигнут в основном за

счет изготовления корпуса и башни из алюминиевых сплавов. Верхний и нижний лобовые листы корпуса расположены наклонно, а бортовые и кормовой — вертикально.

Во вращающуюся башенку конической формы установлен 12,7-мм пулемет. Для ночного вождения машина оборудована инфракрасной аппаратурой ночного видения.

Гусеничный движитель состоит из двух ленточных гусениц, четырех опорных катков на каждой стороне, ведущих и направляющих колес и натяжного устройства. Для улучшения сцепления гусениц с грунтом на них на равном расстоянии одна от другой укреплены облегченные поперечные грунтозацепы из алюминиевого сплава.

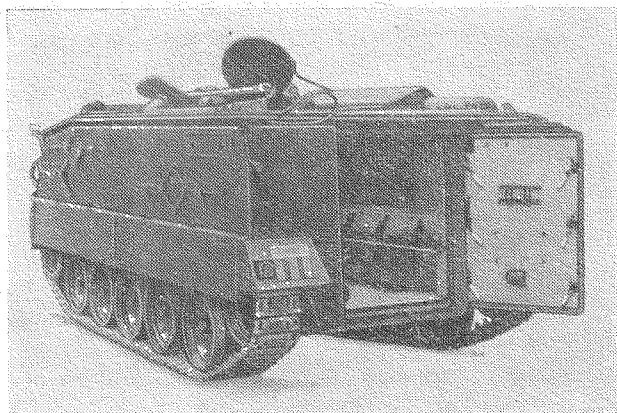


Рис. 87. Бронетранспортер FV-432

Верхняя ветвь гусениц ложится непосредственно на опорные катки. Поддерживающих катков в бронетранспортере М-114 нет. Максимальная скорость движения бронетранспортера по суше — 56 км/час, на воде — 6,1 км/час. Максимальный преодолеваемый угол подъема — 31°.

Бронетранспортер приспособлен для сбрасывания с парашютом.

На рис. 87 изображен бронетранспортер FV-432, предназначенный для перевозки пехоты. В отличие от других плавающих бронетранспортеров плавучесть у него создается не объемом корпуса, а с помощью специальных средств, в связи с чем бронетранспортер преодолевает водные преграды не с ходу, а после предварительной подготовки.

Бронетранспортер вмещает, включая водителя, 12 человек.

Корпус изготовлен из стальной брони, бортовые и кормовые листы расположены вертикально. Броня защищает экипаж и десант от пуль и осколков мин и снарядов.

Силовое отделение размещено в передней части машины слева. Рядом с двигателем крепится сиденье водителя. Десантное отделение расположено сзади. Десант выходит через дверцу.

В крыше корпуса машины смонтированы три люка: для водителя, командира и десанта. Снаружи на корпусе установлен 7,62-мм пулемет, огонь из которого ведет командир машины.

В передней части корпуса на шарнирах укреплен волноотражательный щит.

Опытные образцы бронетранспортера FV-432 отработывались с бензиновым двигателем В81. На серийных машинах устанавливают многотопливные двигатели серии «KN», которые взаимозаменяемы с двигателями В81.

Подвеска машины аналогична подвеске бронетранспортера М-113. Для смягчения ударов в подвеске передних и задних катков установлены телескопические амортизаторы. С каждой стороны машины имеется по два поддерживающих ролика. Для повышения к. п. д. гусеничного движителя на воде поверх гусеницы на близком расстоянии от нее смонтирован резиновый кожух. Гусеничные ленты имеют резиновые втулки и съемные резиновые подушки. Резиновые подушки амортизируют удары при движении машины по каменистому грунту и предохраняют от разрушения дорожные покрытия.

На базе плавающего бронетранспортера М-113 разработан гусеничный транспортер ХМ-474 (рис. 88). Этот транспортер используется для транспортировки и запуска баллистической ракеты «Першинг» оперативно-тактического назначения.

Состоящая из снаряда, стартового оборудования, средств связи, системы управления огнем и силового агрегата система и расчет размещаются на четырех таких транспортерах.

Транспортер представляет собой легкую гусеничную машину со сварным алюминиевым корпусом. Детали корпуса штампованные. Вес транспортера в снаряженном состоянии — 5400 кг. Грузоподъемность его — 5000 кг, дли-

на — 5505 мм, ширина — 2540 мм, высота — 1498 мм. Дорожный просвет — 406 мм.

Для обеспечения плавучести транспортера устанавливается каркас из прорезиненной ткани.

На транспортере установлен восьмицилиндровый V-образный двигатель «Крейслер» 75М мощностью около 215 л. с.

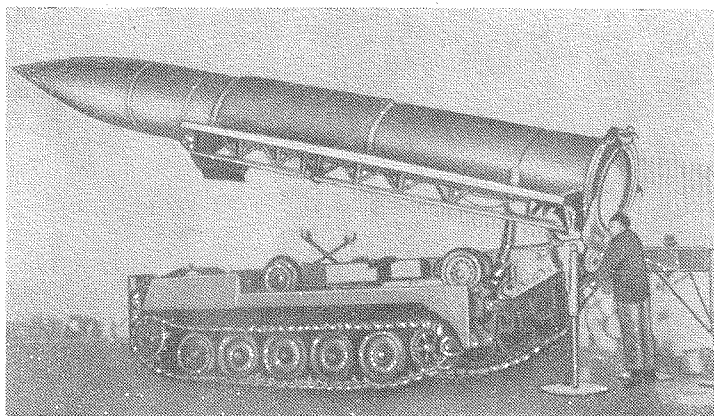


Рис. 88. Гусеничный транспортер XM-474 с установленной ракетой «Першинг»

Коробка передач шестиступенчатая, автоматическая TX-200 фирмы «Аллисон».

Двигатель в сборе с силовой передачей устанавливается в передней части машины справа. Впереди коробки передач размещен дифференциальный механизм поворота, ведомые валы которого через карданные валы и универсальные шарниры передают мощность на бортовые передачи.

Ходовая часть транспортера состоит из десяти двояных опорных катков с торсионной подвеской, двух ведущих колес (расположенных в передней части), двух задних направляющих колес и резино-металлических гусениц. Для снижения веса транспортера резино-металлические гусеницы предполагается заменить гусеницами из алюминиевого сплава.

Колебания корпуса гасятся установленными на передних и задних катках амортизаторами.

Транспортер приспособлен для эксплуатации в различных климатических условиях. Для эксплуатации транспортера в зимних условиях в отделении управления установлен подогреватель.

Легкий вес и небольшие габариты транспортера позволяют перевозить его на самолетах и сбрасывать с парашютом. На воде транспортер приводится в движение и управляется гусеницами. Максимальная скорость движения на суше — 64 км/час , среднее удельное давление на грунт — $0,506 \text{ кг/см}^2$, запас хода — около 320 км . Преодолеваемые препятствия: максимальный угол подъема — 31° , допускаемый угол крена до 15° .

Экспериментальный плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВТУХ-2 (рис. 89), известный под названием «Биист», предназначен для перевозки с корабля на берег тяжелых грузов, в том числе тяжелого танка М103-А1 весом $62,5 \text{ т}$.

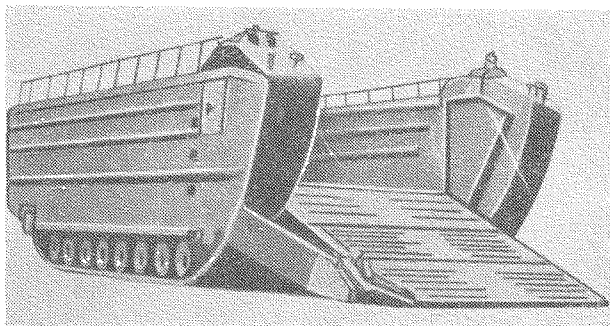


Рис. 89. Плавающий гусеничный бронетранспортер ЛВТУХ-2

Бронетранспортер весит 63 т . Скорость движения на воде — 11 км/час , на суше — 20 км/час .

В качестве движителя на воде применены два установленных в корме гребных винта. Бронетранспортер оборудован аппарелью для входа и выхода танка.

На рис. 90 показан плавающий гусеничный бронетранспортер шведской армии, получивший индекс «302». Его боевой вес $13,5 \text{ т}$. Экипаж состоит из 2 человек. Он размещен в передней части бронетранспортера. Перевозимый десант 10 человек (или 2 т груза). Десант размещается вдоль бортов машины. Корпус бронетранспортера броневой, он защищает экипаж десанта от осколков снарядов и

пуль. Для быстрой посадки и высадки десанта в кормовой части машины установлена двухстворчатая дверь.

В передней левой части корпуса смонтирована вращающаяся башня, в которой установлена 20-мм автоматическая пушка. Для стрельбы дымовыми гранатами на машине установлены гранатометы. Для ведения огня в

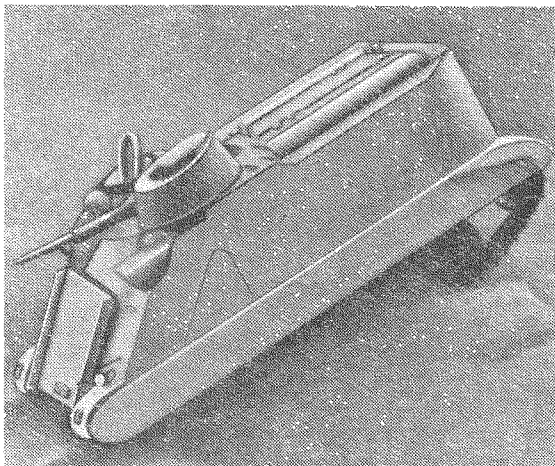


Рис. 90. Плавающий гусеничный бронетранспортер «302»

крыше корпуса имеются люки с крышками, управляемые гидравлическим приводом.

На бронетранспортере установлен двигатель — дизель «Волво» мощностью 270 л. с. Скорость движения бронетранспортера на суше 65 км/час, на воде 7 км/час. Движение и повороты на воде осуществляются при помощи гусениц.

На рис. 91 показан плавающий гусеничный транспортер ГАЗ-47 (ГТС).

Корпус транспортера цельнометаллический, сварной, несущего типа. В передней части корпуса размещено силовое отделение, в средней — отделение управления, в задней — грузовое. Силовое отделение отделено от отделения управления перегородкой.

Гусеничный движитель состоит из двух гусениц, двух ведущих колес и десяти опорных катков. Два задних опорных катка одновременно выполняют роль направляющих

колес и служат для натяжения гусениц. Передние катки имеют верхние, а задние — верхние и нижние пружинные ограничители.

Опорные катки с наружным диаметром 700 мм имеют резиновую ошиновку. Подвеска опорных катков индивидуальная, независимая. Торсионные валы цилиндрические, стальные. Верхние ветви гусениц без поддерживающих роликов.

Ведущие колеса двойные, цевочного зацепления, с двенадцатью зубьями, расположены в передней части корпуса. Направляющее колесо отличается от опорного катка усиленными подшипниками и дисками. Гусеницы мелкозвенчатые. Каждая гусеница состоит из 76 литых траков, соединенных стальными пальцами. Натяжение гусениц регулируется перемещением оси направляющего колеса вдоль балансира.

Плавающий гусеничный транспортер М-29С, известный под названием «Ласка», предназначен для эксплуатации в условиях бездорожья, болотистой местности и глубокого снега. Боевой вес транспортера — 2,7 т, грузоподъемность — 540 кг. Экипаж — два — четыре человека. Форма корпуса обтекаемая, приспособленная для движения на воде. Длина транспортера — 3194 мм, ширина — 1676 мм, колея — 1143 мм. Длина опорной поверхности гусениц — 1980 мм. Дорожный просвет — 265 мм. Ширина трака — 508 мм. Радиус поворота — 3,6 м.

Максимальная скорость движения транспортера на суше — 51 км/час, на воде — 6,5 км/час. Запас хода на суше достигает 280 км. Двигатель («Студебеккер») шестицилиндровый, карбюраторный, водяного охлаждения, мощностью 75 л. с., расположен спереди. Коробка передач механическая с демультипликатором. Механизм поворота — дифференциал.

С левой стороны машины расположено отделение водителя. Задняя половина кузова предназначена для размещения груза и трех пассажиров. Подвеска балансирная, состоит из четырех полуэллиптических поперечных рессор. С каждой стороны имеется по восьми опорных катков, объединенных в четыре тележки. Катки шарнирно соединены с подвеской и жестко скреплены попарно.

В транспортерах более поздних выпусков для увеличения объема добавлены съемные носовой и кормовой отсеки корпуса.

Транспортер М76 «Оттер» — модификация транс-

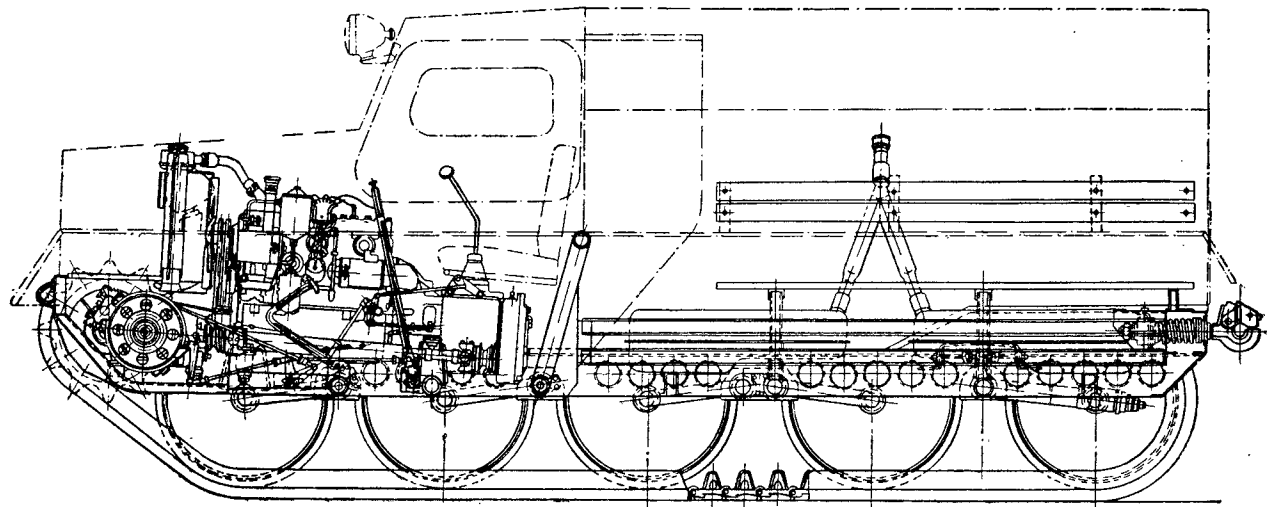


Рис. 91. Плавающий гусеничный транспортер ГАЗ-47

портера М29С, предназначен для транспортировки пехоты и груза при преодолении водных преград и труднопроходимой местности (болото, песок, снег, лед). Этот транспортер используется также в качестве тягача. Основная особенность транспортера М76 состоит в том, что его корпус клепаный, изготовлен из дюралюминиевого сплава.

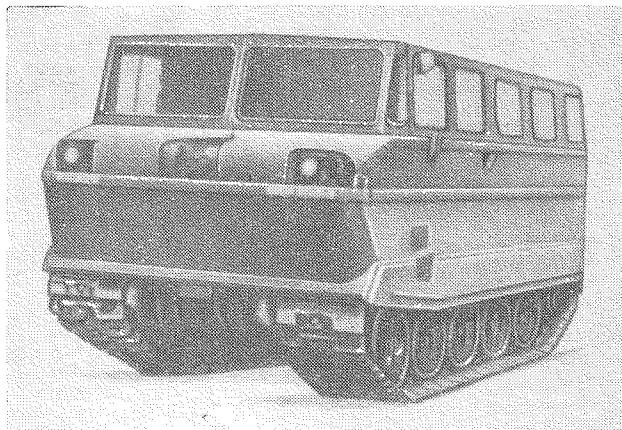


Рис. 92. Плавающий гусеничный транспортер Т-116

Вес транспортера без груза — 3,99 т. Грузоподъемность — 1,5 т (или 12 вооруженных солдат), экипаж — два — три человека. Максимальная скорость движения на суше — 45 км/час, на воде — 6,4 км/час.

В транспортере установлен карбюраторный двигатель мощностью 135 л. с. Для обеспечения высокой проходимости по снегу и болотистой местности на транспортере применяют специальные уширенные траки, значительно снижающие удельное давление на грунт. В качестве движителя на воде применены гребные винты.

Взамен плавающего гусеничного транспортера М-29С, созданного в годы второй мировой войны, в США разрабатывается конструкция гусеничного транспортера Т-116 (рис. 92), предназначенного для перевозки десанта и грузов в условиях труднопроходимой местности. Грузоподъемность транспортера Т-116 — 10—12 человек (включая водителя), или 1360 кг груза.

Корпус транспортера цельносварной, изготовлен из

алюминиевого сплава. Кабина выполнена из усиленной стекловолокном пластмассы.

На транспортере установлен восьмицилиндровый двигатель воздушного охлаждения. Гусеничные траки из алюминиевого сплава.

Малый вес транспортера и широкая опорная поверхность гусениц позволяют ему преодолевать пески, заболоченные и обледенелые участки местности, глубокий снег и грязь в период распутицы.

Грузовое отделение, находящееся сзади, во время дождя можно закрывать легким тентом. При эксплуатации транспортера в условиях низких температур может устанавливаться утепленный кузов. Максимальная скорость движения транспортера на суше — 64 км/час. Запас хода — 480 км. Расход алюминиевого сплава на транспортер — 1761 кг.

Небольшой вес и малые габариты транспортера позволяют перевозить его на военно-транспортных самолетах и вертолетах.

Транспортер может самостоятельно преодолевать внутренние водоемы.

Силовая передача и подвеска транспортера Т-116 такие же, как на плавающем гусеничном бронетранспортере М-114.

В последние годы в США и Канаде проводятся большие работы по созданию снегоболотоходов. Эти машины находят широкое применение в различных экспедициях и в армии.

Рассмотрим кинематическую схему плавающего гусеничного транспортера «РАТ» или «Аэролл 1». Машина «РАТ» состоит из двух гусеничных ведущих звеньев (тягача и прицепа), шарнирно соединенных между собой. От двигателя 1 (рис. 93) мощность через сцепление 2 и коробку передач 3 передается на ведущую звездочку 4, откуда через цепную передачу 5 поступает на ведомую звездочку 6 и разветвляется на два потока. По одному потоку через карданный вал 10 и коническую передачу 11 мощность подается на ведущие колеса 12 гусениц тягача. По другому потоку мощность через карданную передачу 7 и коническую передачу 9 поступает к ведущим колесам 8 прицепа. Управление транспортером осуществляется путем относительного поворота (в плане) тягача и прицепа. Машина весит 2720 кг.

Особенностью транспортера «РАТ» является также на-

личие двух развитых гусениц, занимающих почти всю ширину машины. В переднем звене расположены кабина водителя, двигатель, силовая передача и топливные баки. Заднее звено используется для перевозки грузов и людей.

Шаровой шарнир, соединяющий оба звена в единую систему, расположен на продольной оси транспортера ниже уровня пола звеньев.

Поворот осуществляется с помощью троса и рулевой

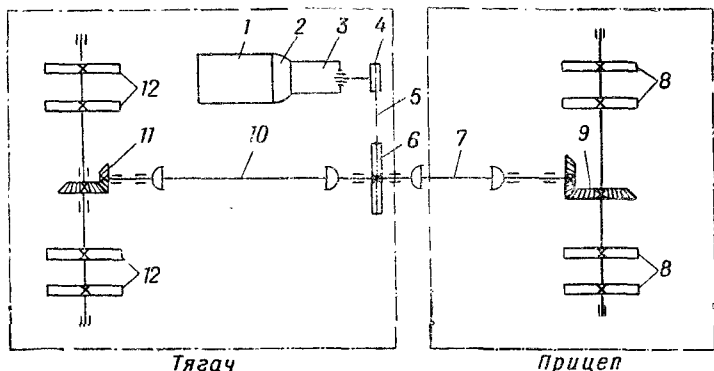


Рис. 93. Кинематическая схема сочлененной гусеничной машины (поезда) РАТ:

1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — ведущая звездочка; 5 — цепная передача; 6 — ведомая звездочка; 7, 10 — карданные вали; 8 — ведущее колесо прицепа; 9, 11 — конические передачи; 12 — ведущее колесо тягача

колонки, в нижней части которой смонтирован барабан. При повороте рулевого колеса барабан поворачивается, и трос, проходящий через систему блоков и закрепленный концами на задней секции машины, перематывается. При вращении барабана трос изменяет угол взаимного расположения звеньев поезда. 80-градусный угол относительно поворота секций в горизонтальной плоскости позволяет получить радиус поворота 2,7 м при общей длине машины 4,35 м.

Первые машины «РАТ» имели двигатели на каждой секции. В дальнейшем стали устанавливать один двигатель «Фольксваген» мощностью 35 л. с. при 3400 об/мин. Двигатель приводит в движение все четыре гусеницы, каждая из которых изготовлена из трех резиновых лент конвейерного типа с металлическими грунтозацепами. Ширина гусеницы примерно 600 мм.

Удельное давление машины при полном весе — около $0,035 \text{ кг/см}^2$, что соответствует удельному давлению человека среднего веса, идущего на лыжах.

Расчетная максимальная скорость «РАТ» — 40 км/час , однако практически она меньше из-за отсутствия подвески.

«РАТ» может плавать со скоростью $4,8 \text{ км/час}$, используя в качестве движителя гусеницы. Платформа заднего звена имеет размеры $1220 \times 1880 \text{ мм}$.

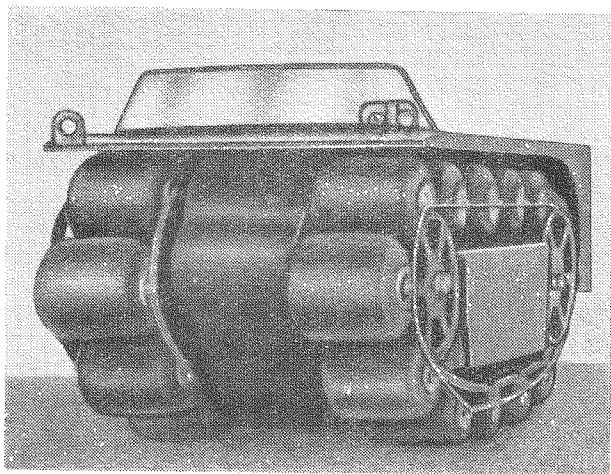


Рис. 94. Плавающая гусеничная машина (снегоболотоход) «Аэролл-1»

На рис. 94 показана плавающая гусеничная машина (снегоболотоход) «Аэролл 1», предназначенная для эксплуатации на труднопроходимой местности в пустынных и арктических районах.

Грузоподъемность машины 450 кг , длина 5000 мм , ширина 2430 мм , высота 2430 мм .

Корпус изготовлен из алюминиевого сплава, сварной. На нем (справа и слева) монтируется по одному пустотелому понтону.

Машина имеет оригинальный движитель, состоящий из резиновых пневматических катков низкого давления, соединенных цепью. Цепь перемещает пневмокотки относительно корпуса, который перекачивается по ним. С каж-

дой стороны машины установлено по 13 пневмокотков.

На машине установлен двигатель мощностью 102 л. с. Скорость на суше составляет 40 км/час, на воде 10 км/час.

Запас хода на суше 120 км, на воде 48 км.

В США разрабатывается экспериментальный образец универсальной гусеничной инженерной машины, предназначенной для инженерных работ, перевозки груза (и людей) и для буксировки неисправных машин.

При использовании машины в качестве скрепера передний борт кузова откидывается вперед гидравлическим приводом. В задней части машины установлен восьмицилиндровый V-образный карбюраторный двигатель мощностью 250 л. с. Охлаждение жидкостное.

Скорость движения машины на воде — 6,5 км/час. Сила тяги на крюке (при загрузке кузова балластом) — 17,5 т.

ГЛАВА V

ПЛАВАЮЩИЕ МАШИНЫ НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ И НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Плавающие машины на подводных крыльях

Впервые мысль о возможности движения на машинах с подводными крыльями была высказана в конце 19 в. Нашим соотечественником Ламбертом в 1891 г. изобретение было запатентовано во Франции.

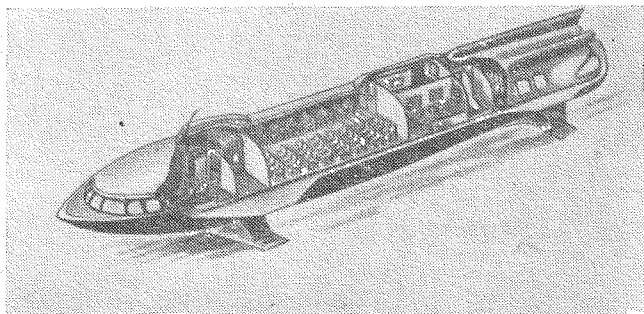


Рис. 95. Теплоход «Ракета»

После этого плавающие машины на подводных крыльях получают все более широкое развитие.

За последнее пятилетие в разных странах было построено большое количество катеров и судов на подводных крыльях. Выдающимся достижением советских кораблестроителей стало детище коллектива завода «Красное Сормово» — крылатый пассажирский теплоход «Ракета» (рис. 95), не имеющий себе равных ни по скорости, ни по маневренности. Летом 1960 г. первый рейс по красавице Волге совершил 150-местный отечественный

комфортабельный теплоход «Метеор», скорость движения которого составила 80 км/час.

Прежде чем рассмотреть принцип движения машин на подводных крыльях, коротко напомним о глиссирующих (от французского слова «glisseur» — скользящий) судах, впервые появившихся во Франции, скорость которых достаточно высока.

Днище глиссера выполнено в виде площадки, расположенной под некоторым углом к направлению движения судна и приспособленной для скольжения по воде. На малой скорости движения глиссер плавает, как и обычные суда. С повышением скорости давление воды на переднюю часть наклонного днища возрастает, и поэтому корпус приподнимается все выше и выше, пока совсем не выйдет на поверхность воды (т. е. на режим глиссирования). С выходом корпуса на режим глиссирования сопротивление движению глиссера уменьшается, а скорость увеличивается. При максимальной скорости движения глиссера корпус полностью выходит на поверхность воды и скользит, касаясь ее лишь небольшой частью днища — реданом, существенно сокращающим площадь трения глиссера о воду.

Глиссирующие суда могут развивать большие скорости движения (70 км/час и выше), но мореходность их ограничена: даже на незначительных волнах глиссер ударяется днищем о воду и теряет устойчивость. Неприятные физические ощущения, испытываемые экипажем, вынуждают снижать скорость движения глиссера до определенного предела.

Зато суда и плавающие машины на подводных крыльях могут двигаться с высокими скоростями даже при большом волнении водной поверхности.

Подводные крылья представляют собой несущие поверхности, закрепленные на кронштейнах под днищем машины. При малых скоростях движения такие машины преимуществ в скорости перед обычными плавающими машинами не имеют. Более того, погруженные в воду крылья, стойки и гребные валы даже создают дополнительное сопротивление.

Чтобы яснее представить характер нарастания сопротивления, рассмотрим приведенный на рис. 96 график зависимости сопротивления движению от скорости двух катеров (обычного и на подводных крыльях водоизмещением по 80 т).

Сопротивление катера на подводных крыльях в начале

движения будет больше, чем сопротивление водоизмещающего катера за счет выступающих частей: крыльев, стоек и гребных валов. Однако возникающая на несущих крыль-

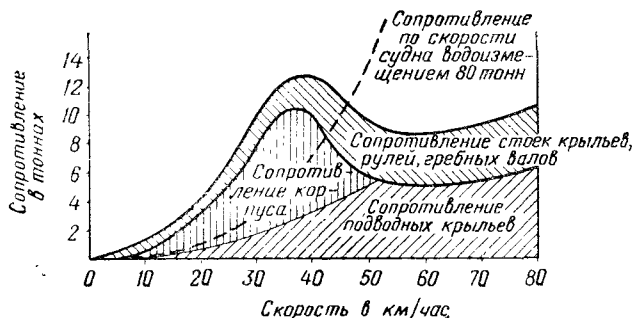


Рис. 96. График составляющих полного сопротивления катера VS-8 на подводных крыльях по скорости

ях по мере нарастания скорости движения гидродинамическая сила, приподнимает корпус из воды, уменьшая сопротивление воды движению. В результате общее сопротивление начинает уменьшаться. При скорости движения, равной примерно 50 км/час, погруженными остаются только не-

сущие крылья, движитель (гребной винт), руль и частично стойки катера.

Таким образом, подводные крылья при определенной скорости движения поднимают корпус катера из воды. Сопротивление воды заменяется при этом аэродинамическим сопротивлением.

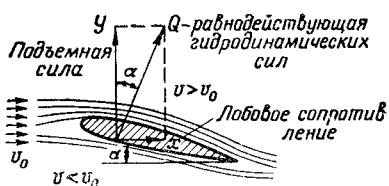


Рис. 97. Возникновение гидродинамической силы P при несимметричном обтекании пластины

Чтобы уяснить, за счет чего создается подъемная сила крыла, рассмотрим некоторые свойства этого крыла. На рис. 97 показано сечение неподвижного крыла, помещенного в потоке жидкости под некоторым углом атаки α . Рассматривая схему течения потока жидкости, не трудно обнаружить, что на нижней поверхности крыла происходит торможение встречного потока, а на верхней — его ускорение. Согласно закону Бернулли в той части потока, где происходит увеличение местной скорости течения, давление понижается, а там, где скорость уменьшается, давление повышается.

Различные по величине давления на верхней и нижней поверхностях крыла образуют подъемную силу I , пропорциональную коэффициенту подъемной силы C_y , плотности ρ воды, квадрату скорости движения v^2 и площади S крыльев, т. е.

$$I = C_y \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S,$$

где C_y — коэффициент подъемной силы, зависящий от профиля и угла атаки крыльев;

ρ — плотность воды, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;

v — скорость, $\text{м}/\text{сек}$;

S — площадь крыльев, м^2 .

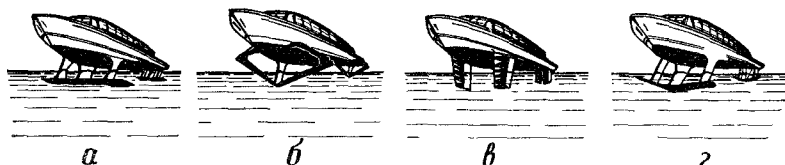


Рис. 98. Конструкции подводных крыльев

Подводные крылья должны иметь точно выдержанный профиль, заданные расчетные размеры, гладкую поверхность и необходимую прочность.

Расположение по длине и форма подводных крыльев должны обеспечивать (наряду с минимальным сопротивлением движению) продольную и поперечную остойчивость судна при режиме движения на крыльях.

Для повышения эффективности действия несущих крыльев их продольное сечение выполняется в виде авиационного профиля, установленного под некоторым углом атаки к набегающему потоку (рис. 98). На рис. 98, а показаны крылья, расположенные одно за другим (их называют крылья «тандем»). Такие крылья не выходят на поверхность воды. Угол атаки подводных крыльев должен управляться автоматически в зависимости от высоты подъема корпуса судна над водой или искусственно изменяться за счет их поворота.

Устойчивость судна с V-образными крыльями, пересекающими поверхность воды (рис. 98, б), на ходу обеспечивается уравновешиванием веса судна подъемной силой части оставшихся под водой крыльев.

Равновесие между весом машины и подъемной силой на судах с так называемыми «лестничными» крыльями (так-

же пересекающими поверхность воды) обеспечивается той частью крыльев, которая остается под водой (рис. 98, в).

Четвертый тип подводных крыльев — малопогруженные (рис. 98, г), подъемная сила которых может изменяться по мере приближения их к свободной поверхности воды за счет естественного изменения углов атаки крыльев в зависимости от скорости движения.

Чтобы плавающий автомобиль мог двигаться по воде с определенной скоростью, к нему должна быть приложена движущая сила, равная и противоположно направленная силе сопротивления воды.

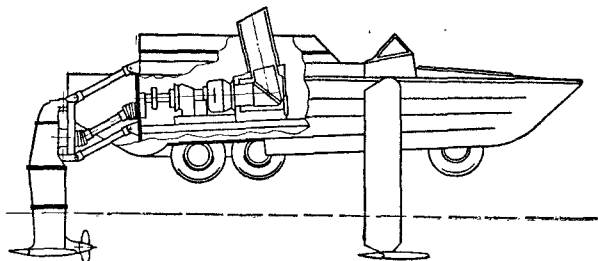


Рис. 99. Плавающий автомобиль «Флаинг Дак» с подводными крыльями

В качестве движителя на судах с подводными крыльями наиболее часто применяются гребные винты.

При выборе движителя следует помнить, что для отрыва корпуса машины от воды необходимо иметь такой запас тяги винтов, который позволил бы машине преодолеть максимальное сопротивление воды и обеспечить поддерживающую силу, достаточную для полного отрыва корпуса от воды.

На рис. 99 схематично изображена плавающая машина «Флаинг Дак» с подводными крыльями. Она является модернизацией автомобиля «Дак», в котором изменены носовая часть и шасси, установлен гидропилот для управления носовыми крыльями.

Подводные крылья, полностью погруженные, выполнены по следующей схеме: два передних носовых стреловидных крыла и одно кормовое. Крылья могут быть подняты из воды.

В качестве движителя на воде в автомобиле «Флаинг Дак», как и в автомобиле «Дак», применен гребной винт. Вал для привода гребного винта пропущен через стойку кормового крыла.

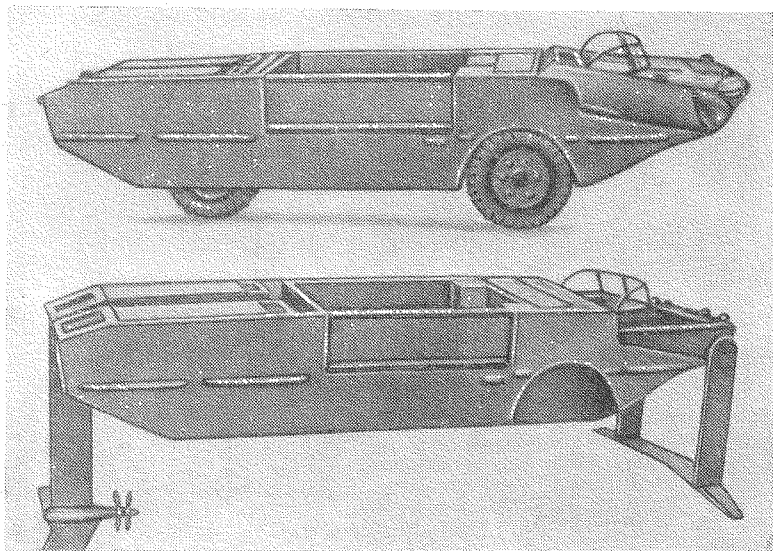


Рис. 100. Плавающий автомобиль «Гидрофибиан» на подводных крыльях

Автоматически управляемые крылья обеспечивают стабилизацию и управление автомобилем «Флаинг Дак» как в поперечной, так и в продольной плоскости.

Вместо бензинового шестицилиндрового двигателя мощностью 90 л. с. в кормовой части автомобиля установлен газотурбинный двигатель «Лайкоминг» Т-53 мощностью 860 л. с.

По сообщению американской печати, газотурбинный двигатель на плавающем автомобиле «Флаинг Дак» имеет следующие достоинства: соответствие двигателя характеру работы движителей, малый удельный вес, небольшие габариты, надежный запуск в условиях низких температур.

Газовая турбина обеспечивает автомобилю выход на подводные крылья за половину того расстояния, которое требуется для поршневого двигателя.

Однако использование газовой турбины на плавающем автомобиле с подводными крыльями сопряжено с рядом трудностей. Для снижения максимального числа оборотов газовой турбины (с 35 000 об/мин) до заданного (1000—1800 об/мин) на плавающем автомобиле «Флаинг Дак» установлены реверс-редуктор и дополнительно к нему ряд цилиндрических и конических передач. Реверс-редук-

тор, кроме того, обеспечивает движение автомобиля задним ходом.

Максимальная скорость движения автомобиля «Флаинг Лак» на воде при его весе 13 т составляет 55 км/час. Без пополнения горючим плавающий автомобиль может работать 5 ч и преодолевать за это время расстояние до 280 км. Размах носовых крыльев — 5,5 м, размах кормового крыла — 3,6 м.

Скорость, при которой обеспечивается выход на крылья, составляет около 22 км/час. Мощность, необходимая для выхода на крылья, — 600 л. с.

На рис. 100 показан опытный образец плавающего автомобиля «Гидрофибиан» на подводных крыльях.

Вес автомобиля в снаряженном состоянии 13,5 т, полезная нагрузка — 5 т. Скорость движения на суше — 88 км/час, на воде — 72 км/час.

Машины на воздушной подушке

Проблема движения машин на воздушной подушке еще недостаточно изучена и разработана. В 1927 г. К. Циолковский выдвинул идею о возможности использования аэродинамического поверхностного эффекта для уменьшения сопротивления воды (или земли) движению машин.

В тридцатых годах и позднее в нашей стране под руководством проф. В. Левкова был сконструирован и построен ряд экспериментальных машин на воздушной подушке.

В 1953 г. студент МВТУ Г. Туркин разработал проект, а в 1955 г. построил макетный образец летающего автомобиля на воздушной подушке.

В последующие годы в ряде городов Советского Союза на базе этого принципа были построены и испытаны различные машины.

Центральным технико-конструкторским бюро Министерства речного флота построено судно «Нева» на воздушной подушке.

В США, Англии и других странах также проводятся широкие экспериментальные работы по созданию машин на воздушной подушке.

Принцип движения на воздушной подушке заключается в следующем. Под днищем машины создается уплотненный слой воздуха, который поднимает машину над поверхностью воды (или земли) на небольшую высоту (до 600 мм) и поддерживает ее в движении. Благодаря этому в несколько раз уменьшается сопротивление движению маши-

ны и соответственно повышается скорость движения. Машины на воздушной подушке могут передвигаться над различными поверхностями: над водой, снегом, грунтом (грязью, болотом).

Конструктивно машина на воздушной подушке представляет собой несущую платформу, которая поднимается воздушной подушкой, образующейся под днищем вследствие нагнетания воздуха вентилятором. Основная трудность заключается в том, чтобы удержать воздух в воздушной подушке.

Сверху воздушная подушка удерживается днищем машины, снизу — опорной поверхностью. Для удержания воздушной подушки с боков применяются так называемые завесы — эластичные юбки, замыкающие воздушную подушку в определенном объеме.

Если для водоизмещающих машин основными компонентами полного сопротивления движению на воде являются сопротивление трения, волновое сопротивление и сопротивление выступающих частей, то для машин на воздушной подушке эти виды сопротивления в общем балансе сопротивлений играют незначительную роль.

Полное сопротивление машины на воздушной подушке при движении над водой состоит из трех составляющих: воздушного сопротивления машины, импульсного сопротивления, обусловленного изменением количества движения массы воздуха, нагнетаемого вентилятором под днище машины, и гидродинамического сопротивления (сопротивления брызгообразования и сопротивления трения части корпуса).

Общая потребная мощность силовой установки машины на воздушной подушке складывается из мощности, затрачиваемой на создание воздушной подушки (мощность подъема), и мощности, затрачиваемой на обеспечение поступательного движения машины.

Для машин камерного типа, имеющих прямоугольную форму платформы в плане, массовый расход Q_k воздуха определяется его истечением из-под машины:

$$Q_k = \mu Ph \sqrt{2\rho\rho_k}^1$$

где ρ — плотность воздуха под машиной;

μ — коэффициент расхода;

h — высота висения машины над грунтом;

¹ Г. Ю. Степанов. «Гидравлическая теория аппаратов на воздушной подушке». Машгиз, 1963.

p_k — избыточное давление воздуха под машиной, равное частному от деления веса машины (G) на площадь машины (F) в плане;

P — периметр машины по кромкам камеры.

Потребную мощность вентилятора (компрессора) N_k можно определить по формуле

$$N_k = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{P_k}{\rho_0} Q_k,$$

где η — к. п. д. вентиляторной установки, учитывающий все потери (как гидравлические, так и в приводе вентилятора);

ρ_0 — плотность окружающего воздуха, поступающего в вентилятор.

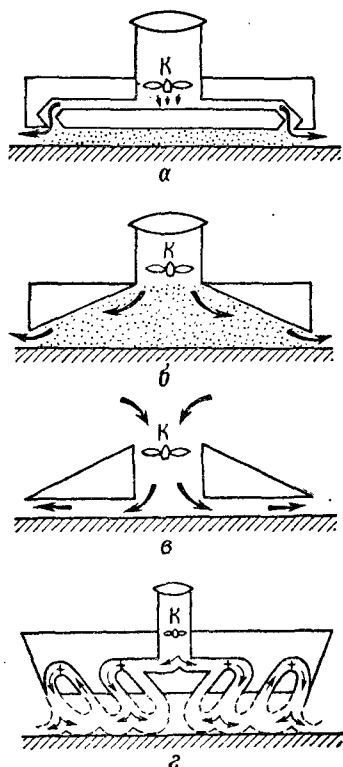


Рис. 101. Принципиальные схемы создания воздушной подушки

Известно несколько способов создания воздушной подушки (рис. 101). Укажем наиболее характерные из них. На рис. 101, *а* показана схема, впервые предложенная проф. В. Левковым, по которой в 1935 г. были построены опытные катера. Воздух компрессором нагнетается под днище, откуда может выходить равномерно по всему периметру машины или в определенных местах (в зависимости от конструкции и формы стенок корпуса, от количества подаваемого воздуха). По такой же схеме в США построены опытные образцы автомобилей (рис. 102).

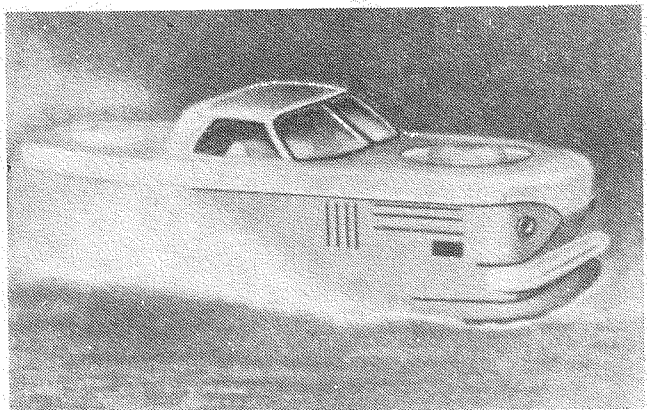


Рис. 102. Опытный автомобиль на воздушной подушке

Схема создания воздушной подушки, показанная на рис. 101, *б*, применена в моделях SR-N1 и «Фоллэнд», предназначенных для движения по спокойной водной поверхности. Воздух нагнетается вентилятором в колоколообразную камеру быстрее, чем он может из-под нее уйти. В результате в камере создается избыточное давление, поддерживающее машину на высоте около 600 мм над водой.

На рис. 101, *в* показана схема создания воздушной подушки нагнетанием воздуха через отверстие под плоское днище машины, а на рис. 101, *г* — схема создания воздушной подушки с использованием возвратного потока воздуха.

Машины на воздушной подушке с подачей воздуха по первой и второй схемам на воде не устойчивы (при появ-

лении крена воздушная подушка не создает восстанавливающего момента). Для обеспечения устойчивости на опытной американской машине XHS-1 подкупольная камера с боков ограничена водоизмещающими лодками, а с носа и кормы — водяными завесами.

Машины, использующие принцип движения на воздушной подушке, кроме высоких характеристик по скорости, нагрузке и проходимости, должны стабильно сохранять заданную высоту подъема, устойчивость во время движения при вертикальной, боковой и килевой качке (и во время движения) и быть достаточно легко управляемыми на всех скоростях.

Следует указать, что машина на воздушной подушке при движении над водой немного погружается в воду, так как воздушная подушка, воздействуя на поверхность жидкости, вытесняет некоторый объем воды из-под днища машины.

Основными элементами машин на воздушной подушке (с сопловой схемой) являются: силовая установка, осевой вентилятор с воздухозаборником, сопловое устройство, движитель, рулевое управление и платформа, расположенная внутри воздушной завесы и воспринимающая равномерно распределенную нагрузку от подушки.

Выбирая конструктивные формы машины на воздушной подушке, необходимо учитывать возможность получения удовлетворительных тактико-технических данных при минимальной мощности ее силовой установки.

По данным зарубежной печати, на машинах с воздушной подушкой наибольшее применение получают двигатели, создающие одновременно требуемую подъемную силу и горизонтальную тягу (поршневые авиационные двигатели, газовые турбины).

В качестве движителей на таких машинах применяются воздушные винты, водометные движители или гребные винты.

Для повышения проходимости колесного автомобиля со всеми ведущими колесами воздушная подушка может также применена в качестве вспомогательного разгрузочного устройства в сочетании с колесным приводом. С помощью воздушной подушки регулируется давление ведущих колес на грунт и тем самым улучшается проходимость автомобиля на заболоченных участках пути.

На рис. 103 показано судно на воздушной подушке («Нева»), рассчитанное на транспортировку 38 пассажи-

ров. Длина его — 17 м, ширина — 6 м, скорость движения — 60 км/час.

Корпус «Невы» изготовлен из легких сплавов и пластмасс. Воздушная подушка высотой 50—100 мм создается двумя вентиляторами, установленными в корпусе судна. Вентиляторы приводятся в действие мощным авиационным двигателем. Под платформой образуется воздушная подушка, вместе с которой и движется судно. Для удержания воздуха под днищем имеются бортовые ограждающие устройства.

Судно SR-N1 «Ховеркрафт» (рис. 104), построенное в Англии в 1959 г., представляет собой плоскодонную эллиптическую (в плане) платформу весом 3,85 т. Длина судна — 9,2 м, ширина — 7,3 м. В средней части платформы имеется вертикальная цилиндрическая шахта, в которой размещен осевой вентилятор 1 (рис. 104, б), предназначенный для создания воздушной подушки и одновременно для движения судна в горизонтальной плоскости.

Воздушная подушка под судном «Ховеркрафт», ограниченная сверху нижней плоскостью днища 4 судна, а снизу — поверхностью воды, образуется при нагнетании воздуха под днище через два ряда концентрично расположенных по периметру платформы сопел 3. Создаваемые при этом две кольцевые струи воздуха направляются под днище судна под углом около 30° к горизонтальной поверхности и образуют две открытые воздушные завесы.

Движение судна вперед и назад в горизонтальной плоскости осуществляется за счет тяги, создаваемой реактивной струей воздуха, истекающего через специальные каналы, отходящие от вертикальной цилиндрической шахты в горизонтальные сопла. Вентилятор приводится в действие от двигателя мощностью 450 л. с. 70 процентов этой мощности расходуется на создание подушки, а остальные 30 процентов — на создание тяги в горизонтальной плоскости.

Над опорной поверхностью воды судно поднимается на 300 мм. Для обеспечения плавучести судна при неработающем двигателе днище выполнено в виде понтона.

В зарубежной печати сообщалось, что судно «Ховеркрафт» несколько раз пересекало Ла-Манш со средней скоростью 24 км/час.

Для уменьшения мощности двигателей и увеличения высоты воздушной подушки на некоторых машинах объем

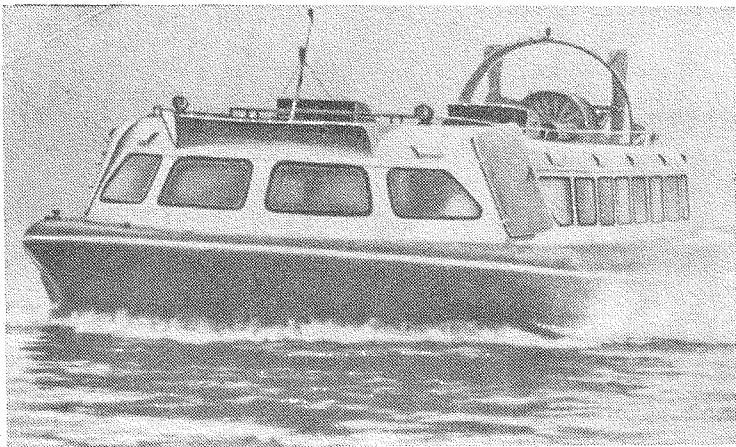


Рис. 103. Судно «Нева» на воздушной подушке

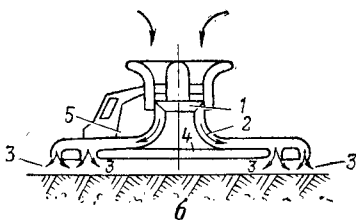
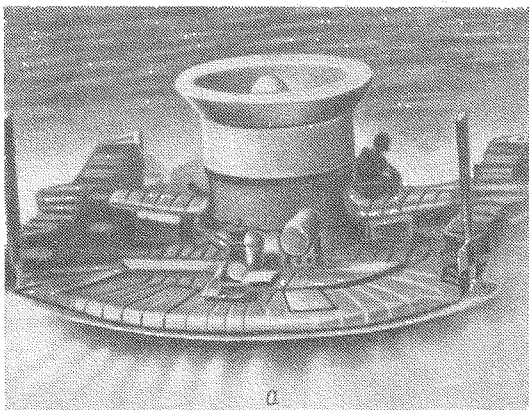


Рис. 104. Судно «ХOVERКРАФТ» SR-N1:
a — на переходе через Ла-Манш; *б* — схема судна: 1 — вентилятор; 2 — главный воздушный канал; 3 — сопла; 4 — днище; 5 — кабина

воздушной подушки ограничивается применением боковых вертикальных стенок, называемых «скегами».

Большая плотность воды (в 300—1000 раз превышающая плотность воздуха) делает возможным применение при создании вертикальных стенок подушки водяных завес.

На рис. 105 показан опытный образец судна «Хайдрострик» (США) на воздушной подушке, в ко-

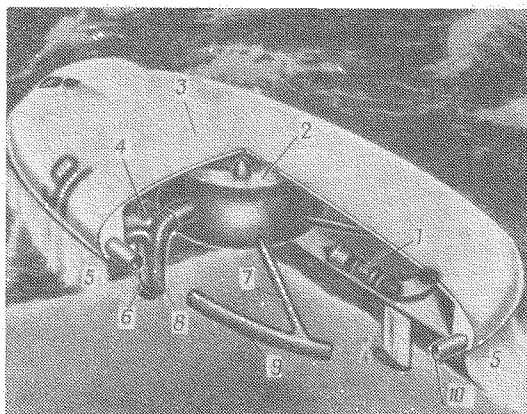


Рис. 105. Опытный образец судна «Хайдрострик» на воздушной подушке:

1 — двигатель; 2 — вентилятор; 3 — люк для всасывания воздуха; 4 — двигатель для вентилятора и водяного насоса; 5 — водяная стенка (завеса); 6 — приемный водяной патрубок; 7 — патрубок, обеспечивающий устойчивость водяной стенки; 8 — водяной насос; 9 — водяной коллектор; 10 — сопло

тором применена полузакрытая система завесы. В этой системе сжатый воздух удерживается в воздушной подушке как конструктивными элементами («скегами»), так и искусственно создаваемой водяной завесой (в носовой и кормовой частях), ограничивающими воздушную подушку в определенном объеме.

Водяная завеса образуется следующим образом. Насос забирает забортную воду через водоприемники и подает ее в кольцевой коллектор, из которого вода выбрасывается через находящиеся в днище сопла, создавая сплошную водяную завесу определенной толщины.

Габаритные размеры «Хайдрострик»: длина — 6,1 м, ширина — 3,35 м.

На судне установлены три двигателя мощностью по 80 л. с. каждый, вентилятор и водяной насос, приводимые в действие от одного из двигателей.

В качестве движителя применены гребные винты, которые приводятся в движение от двух подвесных двигателей.

Высота подъема судна — 600 мм. Воды касаются лишь боковые стенки и гребные винты.

ГЛАВА VI

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ПРАВИЛ ПЛАВАНИЯ. ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ

Правила плавания по рекам обязан знать каждый водитель плавающей машины.

Для обеспечения безопасности движения по рекам применяются специальные (обстановочные) знаки и сигналы. Обстановочные знаки бывают двух видов — плавучие и береговые, а также разделяются на дневные и ночные.

Плавучие знаки указывают безопасное направление фарватера, обставляют мели, камни и затонувшие предметы, предупреждают о глубинах и перекатах. К таким знакам относятся **бакены** и **вехи**. Бакены, обозначающие правую границу (по течению реки) фарватера, окрашены в красный цвет, а обозначающие левую границу — в белый. Ночью на бакенах зажигаются фонари: на красном бакене — красный, на белом — белый.

Вехи вместо бакенов устанавливаются только для пользования днем.

Береговые обстановочные знаки состоят из указательных (перевальных и створных) и сигнальных (глубинных) вывесок.

Сигнальные мачты устанавливаются в 500 м выше и ниже переката или порога. На верхней части сигнальной мачты имеется перекладина (рея), на концы которой подвешены на веревках сигнальные знаки с указанием глубины и ширины судового хода, причем знаки глубины располагаются на верхнем по течению конце рей, а знаки ширины — на нижнем.

Сигнальными знаками служат: прямоугольные доски, окрашенные в черный цвет (каждая сигнальная доска условно обозначает глубину 100 см); большие шары, окрашенные в красный цвет (каждый большой шар обозначает

глубину 20 см); маленькие шары, окрашенные (на светлом фоне) в черный цвет (каждый маленький шар обозначает глубину 5 см).

Во время движения машины на воде должны соблюдаться следующие водоходные правила:

1. При встрече двух машин или судов на реке право выбора направления предоставляется машине, идущей по течению (сверху).

2. При встрече с несамоходными судами и плотами направление движения выбирает самоходное судно.

3. При встрече машина, идущая по течению (сверху), обязана дать один продолжительный звуковой сигнал и отмахкой указать машине, идущей против течения (снизу), борт, с которого разрешается проход. Отмахка производится: днем — белым флагом, ночью — белым огнем от переносной электрической лампы или фонаря. Отмахка повторяется до получения ответного сигнала от встречной или обгоняемой машины.

При обгоне нагоняющая машина дает два коротких звуковых сигнала и один продолжительный и отмахкой указывает обгоняемой машине, с какого борта будет совершаться обгон.

При встрече машин повороты производятся только за кормой. Поворачивать перед встречной машиной запрещается.

При подходе к узким местам рек и к шлюзам следует давать один продолжительный звуковой сигнал.

Скорость течения воды в реке

Для плавания по реке очень важно знать скорость течения воды. Эта величина изменяется в разных реках (и даже в разных местах одной и той же реки) от 2 до 10 км/час.

Течение равнинных рек условно разделяют на слабое (до 0,5 м/сек), среднее (до 1 м/сек), быстрое (до 2 м/сек) и весьма быстрое (более 2 м/сек). Скорость же движения судов и плавающих машин чаще измеряют не в метрах в секунду (м/сек), а в километрах в час (км/час).

Скорость и направление течения в реке зависят от уклона реки, горизонта и некоторых других условий.

Более быстрое течение воды наблюдается преимущественно в узком прямолинейном месте русла. В половодье течение воды быстрее, чем в межень.

Наибольшая скорость течения бывает на наиболее глубокой части русла реки, называемой **фарватером**. Это судоходная полоса участка водного пути, в пределах которой при низких горизонтах сохраняются судоходные горизонты, не всегда совпадает с серединой реки: на перекатах фарватер приближается к середине реки, а на плесах проходит ближе к размываемому берегу.

У отмелого берега скорость течения воды меньше, чем у обрезного берега. У вогнутых берегов скорость течения наибольшая, у выпуклых — наименьшая.

Ширину реки измеряют по урезу воды.

Подготовка плавающей машины к преодолению водной преграды

Срок службы машины зависит от того, как соблюдаются правила ее эксплуатации. Машину необходимо содержать в постоянной технической исправности. Для этого следует проводить техническое обслуживание в указанном объеме и в точно установленные сроки.

Кроме осмотра двигателя, силовой передачи и ходовой части, следует тщательно проверить укладку всего имущества и груза. Имущество и груз должны быть равномерно распределены внутри машины и укреплены так, чтобы они не могли произвольно перемещаться. Бочки и бидоны, наполненные жидкими грузами, должны укладываться пробками или горловинами вверх.

Необходимо проверить, не перегружена ли машина, а также наличие и состояние спасательных средств, состояние корпуса машины (отсутствие на нем трещин и не полностью завернутых болтов), сальников, пробок, заглушек и прокладок сливных отверстий.

Следует также проверить состояние механизма включения движителя и работу рулевых устройств, смотровых люков и заслонок воздухопритоков. Если необходимо, подтянуть гусеницы (у гусеничных машин), проверить состояние шлангов и работу водооткачивающего насоса, чистоту входного и выходного отверстий для забортной воды и пр.

В плавающих автомобилях следует, кроме того, проверить давление воздуха во всех шинах и создать необходимое давление в зависимости от грунта, по которому предполагается движение. Не рекомендуется двигаться на шинах с пониженным давлением, так как это резко сокращает срок службы шин.

Вход в воду

Для входа плавающей машины в воду наиболее подходящим местом является отлогий берег с твердым грунтом (гравий, песок). Не следует входить в воду по мягким, сильно заросшим водорослями, заболоченным и обрывистым берегам.

Входить в воду необходимо под прямым углом к берегу, на малой скорости и желательно без крена. Водитель обязан вести машину так, чтобы не наехать на подводные камни, пни и сваи, не выходящие на поверхность. Входить в воду надо с включенным винтом и с поднятым волноотражательным щитом. После того как машина войдет на достаточную глубину и всплывет, следует выключить гусеницы (колеса).

При всплытии машины нужно обязательно проверить дифферент и крен, а также убедиться в отсутствии течи и в исправности откачивающего насоса. При большом поступлении воды в корпус машины течь должна быть устранена.

В случае входа в реку с сильным течением машину необходимо направлять на течение под некоторым углом, чтобы ее не развернуло течением.

Особенности вождения машины на плаву

Режим движения на плаву следует выбирать в зависимости от глубины и ширины водного препятствия.

При достаточной глубине (когда гусеницы или колеса не касаются грунта) и большой протяженности водной преграды плавать следует при включенном только водоходном движителе.

Если водное препятствие имеет небольшую протяженность и неглубокие места или прерывается мелями, на которых машина касается грунта гусеницами или колесами, то, преодолевая его, нужно одновременно включать наземный и водоходный движители. Следует учитывать, что в движении на воде осадка машины увеличивается по сравнению с осадкой на стоянке. Изменение осадки машины зависит от глубины реки, скорости движения, характеристики подводного очертания корпуса и рода движителя.

Практикой установлено, что с изменением режима волнообразования на участках рек с небольшими глубинами осадка машины при движении увеличивается значительно

больше, чем на участках с большими глубинами. Осадка машины на мелких участках реки при повышенных скоростях движения увеличивается значительно больше, чем при меньших скоростях движения.

На плаву необходимо избегать резких и крутых поворотов. Уменьшать и увеличивать подачу горючего при движении на воде рекомендуется плавно и постепенно (во избежание продольных колебаний машины).

При плавании водитель обязан вести машину так, чтобы своевременно обходить возникающие препятствия.

Для достижения максимальной скорости движения на воде обороты двигателя необходимо выдерживать такими, чтобы при поднятом волноотражательном щите вода через него не переливалась и не заливала передний лист.

При наличии волн на открытой машине следует установить тент. Не рекомендуется ставить машину бортом под удар волны.

Во время плавания не рекомендуется опускать волноотражательный щит. Если возникнет необходимость, опустить волноотражательный щит, следует уменьшить обороты двигателя.

Во время плавания машины необходимо внимательно следить за количеством воды, проникшей в корпус, и, если количество воды в корпусе превысит норму, принимать меры для ее удаления и устранения течи.

При наезде машины на какое-нибудь препятствие (мель, пережат), вызывающее остановку или резкий крен на корму или на борт, следует немедленно уменьшить скорость движения, осторожно подать машину назад и объехать препятствие.

Выход машины из воды

При подходе к берегу следует опустить волноотражательный щит, включить гусеницы (ведущие колеса). Приближаясь к намеченному месту выхода, необходимо направить машину перпендикулярно к берегу. Выводить машину из воды нужно на таких оборотах двигателя, которые обеспечивают выход на берег без переключения передач.

Если берег крутой и машина не преодолевает подъема, необходимо съехать в воду задним ходом и, взяв другое направление (также перпендикулярное к берегу), попытаться снова преодолеть подъем (на повышенных оборотах двигателя).

Буксирование машины на плаву и при выходе на берег

Буксирование машины на воде является сложным процессом, так как на машину действуют одновременно гидродинамические силы и сила натяжения троса. В результате одновременного действия этих сил машина может занять наиболее опасное положение, при котором трос будет направлен почти перпендикулярно к диаметральной плоскости буксира. При таком положении возможна даже авария.

Для буксирования тягач должен обладать определенными технико-эксплуатационными качествами, обеспечивающими безопасность плавания.

Буксирование осуществляется как однотипными машинами, так и катерами.

Буксирование на спокойной воде осуществляется с помощью двух коротких буксирных тросов, одинаковых по диаметру и длине. Накладывать трос на крюк нужно так, чтобы при ослаблении натяжения он не соскакивал с крюка.

При наличии буксирных крюков на правом и левом бортах машины трос на буксируемой, как и на буксирующей машине, цепляется крест-накрест.

На некоторых машинах применен двойной ролик, могущий при изменении направления движения буксира перемещаться от одного борта к другому по тросу, концы которого закреплены на корме. Такое расположение буксирного устройства повышает устойчивость на курсе буксируемых машин, обеспечивает их лучшую маневренность и облегчает управление ими. Расстояние между буксирующей и буксируемой машинами должно быть не меньше протяженности реактивного потока воды, отбрасываемого движителем буксира. Трогаться с буксиром нужно на малом ходу и как можно плавнее.

При трогании с места, когда возможны рывки, экипажу не следует стоять у кормовой части буксирующей машины (тягача) и у носа буксируемой машины.

Эксплуатационную скорость движения можно давать только при полностью натянутых тросах и при движении буксируемой машины точно по следу тягача. Превышение допустимой скорости движения ведет к серьезной аварии.

Буксирующая машина (тягач) должна двигаться прямо, без резких изменений принятого направления, особенно при прохождении перекатов и откосов.

Во избежание столкновения не следует резко изменять скорость движения тягача и (это особенно опасно) внезапно останавливать его.

Выходить на берег с буксируемой машиной следует на минимальной скорости под прямым углом к берегу.

Крутых подъемов при выходе на берег надо избегать. Особенно важно, чтобы тягач при выходе на берег имел хорошее сцепление с грунтом.

Безопасность плавания зависит от совокупности predetermined конструктором водоходных качеств (плавучести, устойчивости, непотопляемости, управляемости и др.), а также от того, насколько правильно и грамотно эксплуатируется машина.

Рассмотрим взаимосвязь между навигационными качествами плавающих машин и безопасностью их плавания.

Известно, что основное требование, предъявляемое к плавающим машинам, — их способность плавать на воде при определенной осадке, т. е. обладать запасом плавучести.

Если бы машина не имела запаса плавучести, эксплуатация ее была бы невозможна: при малейшей случайной перегрузке (например, посадке одного лишнего человека или незначительном попадании воды внутрь корпуса) машина начинала бы тонуть.

При эксплуатации на плаву машина может по тем или иным причинам получить дополнительную (сверх установленной) нагрузку, например при поступлении воды через пробойну внутрь корпуса и др. Поэтому для безопасности плавания машины весьма важно знать ее запас плавучести, т. е. ту дополнительную нагрузку, которую машина может принять сверх установленной, оставаясь при этом на плаву.

Мы уже знаем, что запас плавучести машины будет тем больше, чем больше высота ее надводного борта. Поэтому следует помнить, что с увеличением количества груза, принимаемого машиной, объем водонепроницаемой надводной части корпуса уменьшается, однако до определенного предела он остается достаточным для обеспечения безопасности плавания.

При погружении же машины сверх этого предела объем надводной части корпуса окажется недостаточным для безопасного плавания. Всякая перегрузка машины во время эксплуатации, уменьшая ее запас плавучести и высоту

надводного борта, ухудшает водоходные качества машины и может привести к аварии.

Вот почему для обеспечения безопасности плавания следует строго соблюдать определенные нормы грузоподъемности, превышение которых не допускается.

Груз в машине должен быть размещен равномерно по всей площади грузового отделения, закреплен или огражден так, чтобы при входе в воду или выходе из воды он не мог сдвинуться.

Это особенно важно при погрузке тяжеловесных грузов. Неправильная их погрузка может стать причиной катастрофы или аварии.

Не менее важно и предъявляемое к плавающим машинам требование остойчивости.

Одна и та же машина в различных условиях может быть и остойчивой и нестойчивой. Если тяжеловесный груз находится внизу (в десантном отделении), то остойчивость машины увеличивается, и наоборот, если груз находится наверху, машина может потерять остойчивость.

Зависимость между остойчивостью машины и безопасностью ее плавания определяется условием, при котором машина не опрокидывается при всех возможных условиях эксплуатации. Эти условия характеризуются изменением нагрузки по величине и расположения ее по высоте, действием сил при повороте машины, неравномерностью расходования грузов (с какого-либо одного борта больше, чем с другого), натяжением буксирного троса и др.

На больших углах крена остойчивость машины зависит от запаса ее плавучести: чем меньше запас плавучести (а следовательно, ниже надводный борт машины), тем хуже ее остойчивость.

Таким образом, высота водонепроницаемого надводного борта определяет не только запас плавучести, но и запас остойчивости машины. Поэтому следить за сохранением водонепроницаемости бортов, люков и лючков нужно особенно тщательно.

Рассмотрим вопрос о непотопляемости машин. Под непотопляемостью будем подразумевать способность машины сохранять водоходные (навигационные) качества (в первую очередь плавучесть и остойчивость) при попадании внутрь машины некоторой массы воды. Оговоримся, что термин непотопляемость нужно понимать как условное определение, так как степень ее неодинакова для различных плавающих машин.

Известно, что непотопляемость у судов обеспечивается разделением всего водонепроницаемого объема на изолированные отсеки поперечными и продольными переборками, двойным дном, палубами и платформами. Количество поперечных водонепроницаемых переборок устанавливается в зависимости от рода судна, перевозимых грузов и от района плавания. Непотопляемость же у плавающих машин обеспечивается конструктивными и техническими мероприятиями (установкой водооткачивающих насосов, герметизацией корпуса и др.).

Однако конструктивные и технические мероприятия не могут полностью обеспечить непотопляемость без умелого их применения. Только обученный и натренированный личный состав и отработанная организация его действий ведут к успеху в борьбе за непотопляемость.

При появлении пробойны в корпусе машины прежде всего нужно прекратить поступление воды в него. Для этого следует быстро закрыть пробонну деревянной пробкой, тряпками или досками, затем поставить распорки, которые упирались бы одним концом в доски, а другим — в какой-либо постамент или переборку.

Количество воды, поступившее в корпус машины, зависит от площади отверстия (пробойны) и от расположения пробойны по отношению к ватерлинии. Количество воды, поступившей в корпус, подсчитывают по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gh},$$

где Q — количество воды, л;

μ — коэффициент расхода, определяемый опытным путем;

ω — площадь отверстия в свету, м²;

h — расстояние от пробойны до ватерлинии, м.

Так, например, через пробойну площадью 0,01 м², расположенную на 1 м ниже ватерлинии, внутрь машины поступит за одну минуту примерно 2400 л воды.

Очевидно, водооткачивающие средства, имеющиеся на машинах, не могут откачивать такое количество воды. Поэтому вначале следует заделать пробойну, прекратить поступление воды, а затем удалить ее из корпуса.

Безопасность плавания зависит и от технических факторов. Поэтому, чтобы в опасные моменты умело вывести машину из тяжелого положения, экипаж обязан хорошо уметь пользоваться всеми техническими средствами.

К техническим факторам, существенно влияющим на безопасность плавания, относятся прочность корпуса, надежность средств управления машиной и противопожарного оборудования, обеспеченность водооткачивающими средствами, средствами связи и сигнализации.

Прочность корпуса существенно влияет на безопасность плавания. При тонкой обшивке корпуса необходимо опасаться столкновения машины с машиной, прохождения камней, величина которых больше дорожного просвета, утерянных с судов якорей и т. п.

Очень опасны для плавающих машин, имеющих тонкое днище, торчащие топляки (намокшие бревна) и сваи. При задевании за них днищем машине могут быть причинены значительные повреждения. Поэтому за состоянием корпуса машины следует тщательно наблюдать, а при прохождении машины через камни необходимо проверять, нет ли воды в корпусе машины.

Известно, что потеря управляемости машины очень опасна и может привести к аварии. Поэтому на многих плавающих машинах устанавливают два движителя и два механизма поворота.

Пожар — одна из наиболее опасных аварий. Экипаж должен уметь, пользуясь установленными на машине противопожарными средствами, изолировать очаг пожара, задушить пламя и сохранить боеспособность машины.

Для борьбы с пожаром в плавающих машинах применяется углекислый газ, обладающий многими положительными качествами: он не портит при тушении агрегаты и механизмы, не проводит электрический ток, хорошо проникает во все скрытые пространства и стабилен при хранении. Однако следует помнить, что длительное пребывание в нижней части корпуса машины, из которой не удален углекислый газ, может привести к обморочному состоянию.

Углекислый газ в качестве средства тушения пожаров широко применяется как в ручных огнетушителях, так и в стационарных установках.

Ручной углекислотный огнетушитель ОУ-2 находится в машине обычно в вертикальном положении. Он действует кратковременно — в течение 25—28 сек.

При работе огнетушителем следует действовать быстро и решительно: как можно ближе подойти к очагу огня, открыть вентиль и, повернув растроб в сторону горящего предмета, направить струю на пламя. Держать

баллон горизонтально не рекомендуется; в этом положении он работает хуже.

Во избежание разбрызгивания горячей жидкости не допускается направлять струю снега и газа в упор на поверхность этой жидкости.

Углекислотные огнетушители необходимо оберегать от высокой температуры, так как под воздействием температуры углекислый газ расширяется, увеличивая давление в баллоне. Так, в летние месяцы давление углекислоты в баллоне достигает 60—70 кг/см². Хранить баллон с углекислотой можно только при температуре не выше 45—50° С. Для проверки исправности баллоны с углекислотой и огнетушители один раз в три месяца взвешивают. При уменьшении веса баллонов их дозаряжают.

Безопасность плавания во многом зависит от качества вождения. Водитель должен хорошо знать реку, по которой ведет машину. Следует отметить, что условия плавания на реке в различные периоды года различны, а условия плавания в ночное время резко отличаются от условий плавания днем.

При плавании ночью встречаются дополнительные затруднения вследствие полного или частичного отсутствия видимости берегов. Береги его очертания ночью не видны уже с расстояния 1—2 км, а в особенно темные ночи — даже с 50—100 м.

Не менее затруднительным становится плавание во время половодья, когда затопляется пойма. Вид берега реки в половодье совершенно иной, чем в межень. Во время высокого подъема весенней воды (большая вода) берегами реки являются края ее долины (меженные берега скрываются под водой).

На мелких илистых реках возможна «посадка» машины на наносный ил. При наезде на наносный ил машина может сесть на днище. Тяга водоходного движителя окажется недостаточной, чтобы сдвинуть машину с места. Включение наземного движителя также может оказаться безрезультатным (из-за малого сцепления его с илистым грунтом). Во избежание этого участки с илистым наносом следует обходить или преодолевать с ходу.

Очень важно предупредить возможность столкновения машин. Избежать столкновения поможет строгое соблюдение необходимого расстояния между бортами встречающихся или обходящих одна другую машин. При движении машин параллельным курсом необходимо всегда

помнить, что увеличение скорости потока воды между двумя машинами ведет к понижению давления в нем. Следовательно, скорость воды между двумя рядом идущими машинами возрастает, а давление уменьшается. Давление же воды с внешней стороны машин остается постоянным. Значит, чем больше скорость движения машин, тем больше вероятность их сближения и даже столкновения.

При буксировании на воде могут быть случаи потери устойчивости буксиром при рывке буксирного троса. Наиболее опасен случай, когда буксирный трос перпендикулярен к диаметральной плоскости буксира.

Для предупреждения потери устойчивости буксирующей машиной необходимо:

— применять буксирные тросы, по прочности соответствующие условиям буксирования; трос должен иметь соответствующую длину и хорошо амортизировать; чем короче буксирный трос, тем легче буксируемая машина может занять опасное положение;

— увеличить безопасный угол крена, закрыв люки, лючки и другие отверстия в машине;

— перед буксировкой согласовать действия экипажей буксируемой и буксирующей машин заранее установленными сигналами.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛАВАЮЩИХ ТАНКОВ США

Основные данные	Марки танков		
	МК1-ЛВТ (А) 1	МК4-ЛВТ (А) 4	ЛВТН-6
Год выпуска	1943	1944	1955
Боевой вес, т	14	17,2	Около 36
Экипаж, чел.	3—6	3—6	6
Габаритные размеры, мм:			
длина	7900	7900	8840
ширина	3300	3300	3560
высота	2570	2800	3200
Броневая защита, мм	12,7—6,3	25—12,7— 6,3	Макси- мальная около 38
Вооружение	Пушка 37-мм — 1, пулеметы 7,62-мм — 3	Гаубица 75-мм — 1, пулемет 12,7-мм — 1, пулемет 7,62-мм — 1	Гаубица 105-мм — 1, пулемет 7,62-мм — 1, пулемет 12,7-мм — 1
Марка и тип двигателя	„Континен- таль“ 670-9А звез- дообразный семици- линдровый	„Континен- таль“ 670-9А звез- дообразный семици- линдровый	„Континен- таль“
Максимальная мощность дви- гателя, л. с.	250	250	810
Максимальная скорость дви- жения на воде, км/час	12	9,5	12
Максимальная скорость дви- жения на суше, км/час	32	30	48
Максимально преодолеваемый угол подъема, град	25	25	—
Запас хода на суше, км	320	240	Около 200
Запас хода на воде, км	95	160	—
Удельное давление, кг/см ²	1,2	1,2	—
Тип движителя на воде	Гусеничный	Гусеничный	Гусеничный

КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛАВАЮЩИХ

ГУСЕНИЧНЫХ БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ США

Основные данные	Марки	
	МК2-ЛВТ2	МК2-ЛВТ (А) 2
Год выпуска	1942	1943
Вес без нагрузки, т	11	12,4
Грузоподъемность (включая экипаж и десант), т	2,9	2,3
Боевой вес, т	13,9	14,7
Экипаж, чел.	3—6	4
Перевозимый десант, чел.	—	24
Габаритные размеры, мм:		
длина	7900	7900
ширина	3300	3300
высота	2430	2430
Бронева защита	Съемные листы	6,3 мм (только в лобовой части корпуса)
Вооружение	—	Пулемет 12,7-мм — 1, пулеметы 7,62-мм — 3
Марка и тип двигателя	„Континенталь“ 670-9А звездообразный семицилиндровый	„Континенталь“ 670-9А звездообразный семицилиндровый
Максимальная мощность двигателя, л. с.	250	250
Максимальная скорость движения на воде, км/час	12	12
Максимальная скорость движения на суше, км/час	32	32
Максимально преодолеваемый угол подъема, град.	32	32
Запас хода на суше, км	—	320
Запас хода на воде, км	—	96
Удельное давление, кг/см ²	0,62	0,64
Тип движителя на воде		Гу

Бронетранспортеров				
МК4-ЛВТ4	МК3-ЛВТ3	М59	ЛВТП-5	М-113
1944	1943	1953	1954	1960
11,4	12,7	—	—	—
4	3,6	1,2	На суше — 8,2, на воде — 5,4	—
15,4	16,3	Около 21	31,8	10,06
4—6	3	1	3	1
24	24	11	30	12
7900	7350	5460	9000	4810
3300	3300	3250	3560	2660
2430	2580	2500	2700	2190
Съемные листы	Съемные листы	9,5—25,4	Максимальная около 38	Противопульная
Пулеметы 7,62-мм — 4	Пулемет 12,7-мм — 1, пулемет 7,62-мм — 1	Пулемет 12,7-мм — 1, пулемет 11,43-мм — 1	Пулеметы 7,62-мм — 2	Пулемет 12,7-мм — 1, пулемет 7,62-мм — 1
„Континенталь“ 670-9А звездообразный семицилиндровый	„Континенталь“ 670-9А звездообразный семицилиндровый	„Дженерал моторс“	„Континенталь“	V-образный карбюраторный
250	2×125	2×146	810	215
12	—	6,9	11,2	5,6
32	—	51	48	64
27	—	31	35	31
400	270	190	290	320
120	135	—	80	—
0,57	—	0,5	—	0,5
	сеничный			

КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛАВАЮЩИХ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ И ТЯГАЧЕЙ

Основные данные	США				Германия	Франция
	МК1-ЛВТ1 «Аллигатор»	М29С «Ласка»	М-76 «Отгер»	ХМ-474	тягач	«Габриэль Буазен»
Тип	Открытый	—	Закрытый	Открытый	—	—
Вес в снаряженном состоянии, т	14,4	2,7	3,99	5,4	15	2,86
Экипаж, чел.	4	2—4	2—3	—	3	—
Перевозимый десант, чел. . .	24	—	12 (или 1500 кг)	—	—	6
Габаритные размеры, мм:						
длина	6550	3194	—	5505	9000	—
ширина	4000	1676	—	2540	3000	—
высота	2475	1798	—	1498	3150	—
Марка и тип двигателя . . .	„Геркулес“ карбюратор- ный	„Студебеккер“ карбюратор- ный	Карбюра- торный	„Крайслер 75М“ карбюра- торный	—	Карбюра- торный

Основные данные	США				Германия	Франция
	МК-1-ЛВТ1 «Аллигатор»	М29С «Ласка»	М-76 «Оттер»	ХМ-474	тягач	«Габриэль Буазен»
Максимальная мощность двигателя, л. с.	146	75	135	215	300	85
Максимальная скорость движения на воде, км/час . . .	10	6,5	6,4	—	12,5	—
Максимальная скорость движения на суше, км/час . .	20	51	45	64,3	40	65
Максимальный преодолеваемый угол подъема, град. . .	20	—	—	31	—	—
Запас хода на суше, км . . .	360	280	—	320	—	—
Удельное давление на грунт, кг/см ²	0,8	0,135	—	0,5	—	0,12
Тип движителя на воде . . .	Гусеничный	Гусеничный	Гребной винт	Гусеничный	Гребной винт	Гребной винт
Дорожный просвет, мм . . .	—	265	—	406	—	—

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СОВЕТСКИХ
И КОЛЕСНЫХ

И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЛАВАЮЩИХ АВТОМОБИЛЕЙ
ТРАНСПОРТЕРОВ

Основные данные	СССР						США						Англия			
	БВВ	«Фокс»	«Мас-крет»	«Гоу-Девл» (Дьявол)	«Дак»	«Супер-дак»	«Галл»	«Барк»	«Дрейк»	Ларк-5	Ларк-15	ХМ-521	«Стодуорт» Р. V. 2	«Террапин I»	«Террапин II»	«Нобел»
Колесная формула	6×6	4×4	4×4	4×4	6×6	6×6	6×6	4×4	8×8	4×4	4×4	8×8	6×6	8×8	8×8	20×16
Вес в снаряженном состоянии, т	7,15	0,54	—	3,3	6,5	Около 7	10	89	15	—	15,9	2,06	8,3	10,5	16,5	1
Грузоподъемность, т	2,5	0,45 0,22	0,68	—	2,5	2,5	5	54 (или 203 человека)	7—8	5	13,6	2,26	5	4,5	5	0,6
Габаритные размеры, мм:																
длина	9540		3760	6900	9450	9750	10670	Около 19000	12800	10 000	13500	5760	6254	—	9265	—
ширина	2485		2080	2115	2515	2490	3050	8250	3000	2 700	3600	2185	—	—	2694	—
высота	2660		1090 (до крыла)	—	2690	2900	3050	4800	3350	3 000	4000	2360	2465	—	2008	—
Дорожный просвет, мм	280		330	—	285	—	406	710	—	—	336—463	457	—	—	355	—
Максимальная скорость движения на суше, км/час	60	80,4	96	—	80,5	80	80	20	70	48	32	88	88	30	40	70
Максимальная скорость движения на воде, км/час	10	10	4,8	—	9,5	11,0	14,4	10—11	14,4	Около 16	18,5	8	9,2	9	10	9,3
Наибольший угол преодолеваемого подъема, град	—	—	30	—	30	31	31	26°35'	—	—	31	—	25	—	—	—
Минимальный радиус поворота, м	—	5,18	—	10,8	10,5	—	—	22,8	—	—	—	—	—	—	—	—
Двигатель:																
тип	Карбюраторный	Карбюраторный	—	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	—	Дизельный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный	Карбюраторный
максимальная мощность, л. с.	110	40	129	—	90	145	—	4×165	2×155	270	2×270	105	220	2×85	—	30
Емкость топливных баков, л	240				150	454	—	—	912	—	—	—	380	—	—	—
Лебедка	Имеет	Нет	—	—	Имеет	Имеет	—	Имеет	—	—	—	—	—	—	Имеет	—
Размер шпн, дюйм	11,00—18"	—	—	—	11,00—18"	—	14,00—20"	Около 3 м	14,7×20"	—	—	—	—	12,75×24"	14,25×20"	—
Тип движителя на воде	Гребной винт	Гребной винт	—	Гребной винт	Гребной винт	Гребной винт	Гребной винт	Гребные винты	Гребные винты	Гребные винты	Гребной винт	Гребные винты	Водомет	Гребные винты	Гребные винты	—
Диаметр винта, мм	635	—	—	—	458	—	—	—	—	—	625	304	—	457	695	—

РЕЧНЫЕ ТЕРМИНЫ

Река — естественный открытый поток, текущий с повышенных точек земной поверхности в пониженные. По своей величине реки подразделяются на большие, средние и малые. Река, впадающая в озеро или море, называется главной рекой, а ручьи и речки, впадающие в нее, — **притоками**. Начало реки называется **истоком**, место впадения реки в море или другую реку — **устьем**.

Долина реки — пониженная часть земной поверхности между горами и холмами, по которой протекает река.

Пойма — часть долины, затопляемая весной при разливе реки.

Фарватер — глубокий, свободный от подводных препятствий путь в реке.

Старица — старое, обмелевшее русло реки, иногда образующее проток или озеро.

Перекат — отрезок русла реки с подводными отмелями (косами, застругами).

Песчаная коса — песчаная отмель, вдающаяся узким длинным клином в русло реки.

Осередок — песчаная отмель, расположенная посредине русла.

Межень — период года, когда питание рек происходит в основном за счет грунтовых вод.

Гряда — скопление камней по ширине реки.

Карчи — деревья, свалившиеся в воду вследствие подмыва берега. Карчи бывают плавучие и лежащие на дне реки.

Лука — длинная извилина реки, у которой расстояние по прямой между началом и концом значительно меньше ее длины.

Майдан — место в реке, где течение неправильное и имеет вращательный характер.

Огрудки — камни, расположенные вдоль русла.

Одинец — камень больших размеров, лежащий отдельно в русле реки.

Перевал — место перехода фарватера от одного берега к другому.

Яр — обрывистый пойменный берег.

Заструга — песчаная подводная коса небольших размеров, идущая от берега к фарватеру под острым углом.

Заманиха — выдвинувшаяся далеко в русло большая подводная песчаная застрада с крутым обрывом.

Галька — камешки размером до 4 см.

Половодье — период весеннего разлива рек.

Паводок — быстрое, но относительно кратковременное поднятие уровня и увеличение расхода воды в реке в период после спада весеннего половодья.

Полынья — пространство чистой воды во льду.

Шуга — мелкий рыхлый (в виде кусочков) лед белесоватого цвета.

ТЕРМИНЫ ГИДРОМЕХАНИКИ, ВСТРЕЧАЮЩИЕСЯ В КНИГЕ

Гидромеханика — раздел механики, изучающий законы движения и относительного покоя жидкости, а также законы взаимодействия между жидкостью и твердыми телами, полностью или частично погруженными в нее.

Гидростатика — раздел гидромеханики, изучающий законы равновесия жидкости и равновесие твердых тел, полностью или частично погруженных в жидкость.

Гидродинамика — раздел гидромеханики, изучающий движение жидкости, а также взаимодействие между жидкостью и твердыми телами при их относительном движении.

Жидкость — тело, обладающее свойством текучести, т. е. способное сильно изменять свою форму под действием сколь угодно малых сил, но в отличие от газа весьма мало изменяющее свою плотность при изменении давления.

Вязкость — свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) частиц жидкости.

Плотность — отношение массы тела к его объему.

Объемный вес — отношение веса тела к его объему, или вес единицы объема тела.

Кинематический коэффициент вязкости — отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости.

Динамический коэффициент вязкости, или коэффициент вязкости, — характеристика вязкости жидкости, выражаемая отношением касательного напряжения в точке поверхности соприкосновения слоев жидкости к градиенту скорости в данной точке по нормали к поверхности соприкосновения при движении жидкости параллельными слоями.

Свободная поверхность — поверхность раздела между жидкостью и газообразной средой с постоянным давлением.

Вихревое движение — движение жидкости с вращением ее частиц вокруг своих центров.

Невихревое движение (потенциальное движение) — движение жидкости без вращения ее частиц вокруг своих центров.

Расход — объем жидкости, протекающий в единицу времени через поперечное сечение потока.

Средняя скорость потока — скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через живое се-

чение потока так, чтобы расход жидкости был равен расходу, проходящему через это сечение при действительном распределении скоростей.

Гидродинамическая сила — сила взаимодействия между жидкостью и твердым телом, вызванная их относительным движением.

Критерий гравитационного подобия (число Фруда) — безразмерная величина, представляющая собой отношение квадрата характерной для данной задачи скорости (v^2) к произведению характерной для нее длины (l) на ускорение силы тяжести (g).

Критерий режима движения (число Рейнольдса) — безразмерная величина, представляющая собой отношение произведения характерных для данной задачи скорости (v) и длины (l) к кинематическому коэффициенту вязкости (ν), характеризующая режим движения жидкости и являющаяся одним из критериев динамического подобия.

Сила сопротивления — составляющая гидродинамической силы, направленная противоположно относительной скорости.

Сопротивление трения — сопротивление, вызванное касательными напряжениями, возникающими при движении вязкой жидкости.

Вихревое сопротивление — сопротивление, возникающее вследствие потери энергии на образование вихрей в потоке.

Волновое сопротивление — сопротивление, возникающее вследствие потери энергии на образование волн в жидкости.

Гидравлический удар — изменение давления в жидкости при напорном движении, вызываемое резким изменением скорости за весьма малый промежуток времени.

Сопротивление по длине — сопротивление движению жидкости на участке потока определенной длины (без учета влияния местных сопротивлений).

Местные потери энергии — потери удельной энергии потока на преодоление местных потерь.

Потери энергии по длине — потери удельной энергии на преодоление сопротивления по длине.

Ватерлиния — линия пересечения плавающего тела со свободной спокойной поверхностью воды.

Статическая остойчивость — способность тела плавать в нормальном положении и в случае статического нарушения нормального положения вследствие крена возвращать-

ся в прежнее положение, как только силы, вызвавшие крен, прекратят свое действие.

Динамическая остойчивость — способность плавающего тела колебаться под действием сил, создающих кренящие моменты, в пределах заданных углов крена.

Плоскость плавания — плоскость сечения плавающего тела, совпадающая со свободной поверхностью жидкости.

Метацентрическая высота — расстояние между метацентром и центром тяжести плавающего тела.

Начальная метацентрическая высота — метацентрическая высота, вычисленная для малых углов крена.

Метацентрический радиус — расстояние между метацентром и центром водоизмещения при равновесии плавающего тела.

Диаметр циркуляции — диаметр круга установившейся циркуляции. Установившаяся циркуляция представляет собой правильную окружность с общим центром, который называется центром циркуляции.

Контур плавания (ватерлиния) — линия пересечения плавающего тела со свободной поверхностью жидкости.

ШКАЛА СТЕПЕНИ ВОЛНЕНИЯ (ГУГМС, 1954 г.)

Баллы волнения	А. Шкала степени волнения		Б. Шкала состояния поверхности
	высота волн, м, (от — до)	словесная характеристика волнения	признаки для определения состояния поверхности
0	0	Волнение отсутствует	Зеркально-гладкая поверхность
I	0—0,25	Слабое	Рябь, появляются небольшие гребни волн
II	0,25—0,75	Умеренное	Небольшие гребни волн начинают опрокидываться, но пена не белая, а стекловидная
III	0,75—1,25	Значительное	Хорошо заметные небольшие волны; гребни некоторых из них опрокидываются, образуя местами белую клубящуюся пену — „барашки“
IV	1,25—2		Волны принимают хорошо выраженную форму; повсюду образуются „барашки“
V	2—3,5	Сильное	Появляются гребни большой высоты; их пенящиеся вершины занимают большие площади; ветер начинает срывать пену с гребней волн
VI	3,5—6		Гребни очерчивают длинные валы ветровых волн; пена, срываемая с гребней ветром, начинает вытягиваться полосами по склонам волн
VII	6,0—8,5		Длинные полосы пены, срываемой ветром, покрывают склоны волн, местами сливаясь, достигают их подошв
VIII	8,5—11,0	Очень сильное	Пена широкими плотными сливающимися полосами покрывает склоны волн, отчего поверхность становится белой только местами; во впадинах волн видны свободные от пены участки
IX	11,0 и более	Исключительное	Поверхность моря покрыта плотным слоем пены: воздух наполнен водяной пылью и брызгами; видимость значительно уменьшена

ЛИТЕРАТУРА

1. Академик А. Н. Крылов. Собрание трудов, том IX, часть 1. Изд-во Акад. наук СССР, 1948.
2. Академик В. Л. Поздюнин. Энциклопедия судостроения. М., Изд-во «Морской транспорт», 1951.
3. Профессор М. Я. Алферьев. Судовые движители. Изд-во Министерства речного флота СССР, 1947.
4. А. А. Лукашевич, А. Д. Перник, Г. А. Фирсов. Теория корабля. Государственное издательство судостроительной литературы, 1950.
5. В. В. Звонков, член-корреспондент Академии наук СССР. Судовые тяговые расчеты (теория, расчеты, испытания). М., Изд-во «Речной транспорт», 1956.
6. Машиностроение. Энциклопедический справочник, том II. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1948.
7. Г. Е. Павленко. Сопrotивление воды движению судов. М., Государственное издательство водного транспорта, 1953.
8. И. А. Быховский. Как создавался водометный движитель. Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1956.
9. В. М. Лаврентьев. Судовые движители. М., Изд-во «Морской транспорт», 1949.
10. «Armee-Motor». 1959, März, № 3.
11. «Buships Amphibious Vehicles, Bureau of ships Journal», 1957, май, стр. 2—6.
12. Н. З. Френкель. Гидравлика. Государственное энергетическое издательство, 1956.
13. Н. Е. Жукowski. К теории судов, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды, 1908.
14. А. Н. Папир. Некоторые вопросы расчета водометного движителя. Труды Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина, 1956, № 187.
15. Проходимость автомобиля. Учебное пособие. М., Воениздат, 1959.
16. Реактивное оружие капиталистических стран. Обзор 1957—1959 гг. М., Воениздат, 1959.
17. В. И. Марисов, И. К. Кучеров. Управляемые снаряды. М., Воениздат, 1959.
18. М. Уорли. Новое в армии США. М., Воениздат, 1959.
19. С. П. Павлов. Большой плавающий автомобиль. М., Воениздат, 1961.
20. «Армор», сентябрь — октябрь 1961 г.
21. Bureau of ships Journal, 1960, № 2.
22. SAE Journal, 1961, № 3.
23. Wehr und Wirtschaft, 1961, № 4.
24. А. М. Басин, В. Н. Анфимов. Гидродинамика судна. М., Изд-во «Речной транспорт», 1961.
25. С. Ф. Комиссарик, Н. А. Ивановский. Гидравлические объемные трансмиссии. М., Машгиз, 1963.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
Введение	5
Глава I. Основы теории плавания машин	7
Плавучесть	—
Остойчивость	13
Скорость движения на воде (ходкость)	23
Основные свойства воды	24
Два закона гидродинамики	25
Сопrotивление воды движению плавающей машины	27
Определение мощности двигателя	32
Поворотливость машины на воде	—
Качка	34
Глава II. Общее устройство и конструктивные особенности важнейших агрегатов и механизмов плавающих машин	38
Корпус	50
Силовая установка	53
Охлаждение двигателя	61
Запуск двигателя при низких температурах	65
Силовая передача	—
Водоходный движитель	70
Ходовая часть	83
Централизованная система накачивания и регулирования давления воздуха в шинах	86
Бескамерные шины	89
Арочные шины	90
Пулестойкие пневматические шины	—
Рулевое управление	92
Тормоза	95
Водооткачивающие средства	97
Волноотражательный щит	—
Лебедка	98
Глава III. Общее устройство и конструктивные особенности колесных плавающих машин	100
Глава IV. Общее устройство и конструктивные особенности гусеничных плавающих машин	129
Глава V. Плавающие машины на подводных крыльях и на воздушной подушке	158
Плавающие машины на подводных крыльях	—
Машины на воздушной подушке	164

Глава VI. Основные сведения из правил плавания. Вопросы безопасности плавания	173
Скорость течения воды в реке	174
Подготовка плавающей машины к преодолению водной преграды	175
Вход в воду	176
Особенности вождения машины на плаву	—
Выход машины из воды	177
Буксирование машины на плаву и при выходе на берег	178
Приложения:	
1. Краткая характеристика плавающих танков США	185
2. Краткая характеристика плавающих гусеничных бронетранспортеров США	187
3. Краткая характеристика плавающих гусеничных транспортеров и тягачей	188
4. Техническая характеристика советских и зарубежных плавающих автомобилей и колесных транспортеров	190
5. Речные термины	192
6. Термины гидромеханики, встречающиеся в книге	194
7. Шкала степени волнения	197
Литература	198

М. Г. Редькин — ПЛАВАЮЩИЕ КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

М., Воениздат 1966, 200 с.

Редактор Голощапов И. М.

Технический редактор Соколова Г. Ф.

Корректор Мельникова Л. Е.

Сдано в набор 17.7.65 г.

Подписано к печати 25.12.65 г.

Формат бумаги 84×108¹/₃₂ — 6¹/₄ печ. л. = 10,25 усл. печ. л. 10,391 уч.-изд. л.

Г-20591

Тираж 5500 экз.

Изд. № 5/4404.

Цена 51 коп.

Зак. 283.

1-я типография

Военного издательства Министерства обороны СССР

Москва, К-6, проезд Скворцова-Степанова, дом 3