

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

МЕХАНИЗАЦИЯ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ. ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

*Допущено
Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов
учреждений, обеспечивающих получение
высшего образования по специальностям
«Лесное хозяйство», «Лесоинженерное дело»*

Минск 2008

УДК 630*36(075.8)
ББК 43.904я73
М 55

Авторы:
М. К. Асмоловский, А. Р. Гороновский,
В. Н. Лой, С. П. Мохов

Рецензенты:
кафедра «Тракторы» Белорусского национального
технического университета (зав. кафедрой доктор технических наук,
профессор *В. П. Бойков*);
главный конструктор ОКБ РУП МТЗ доктор технических наук
В. А. Коробкин

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Механизация лесохозяйственных работ. Тракторы и ав-
М 55 томоби́ли : учеб. пособие для студентов специальностей
«Лесное хозяйство», «Лесоинженерное дело» / М. К. Асмоловский
[и др.]. – Минск : БГТУ, 2007. – 254 с.
ISBN 978-985-434-811-7.

В учебном пособии рассмотрены вопросы организации лесохозяйственного производства, устройства и подготовки к эксплуатации автомобиля и трактора, которые широко применяются в лесном хозяйстве. Приведен необходимый учебный материал по теории трактора и автомобиля.

Учебное пособие предназначено для студентов лесохозяйственного и лесоинженерного профилей высших учебных заведений.

УДК 630*36(075.8)
ББК 43.904я73

ISBN 978-985-434-811-7

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2008
© Асмоловский М. К., Гороновский А. Р.,
Лой В. Н., Мохов С. П., 2008

Учебное издание

Асмоловский Михаил Корнеевич
Гороновский Андрей Романович
Лой Владимир Николаевич
Мохов Сергей Петрович

**МЕХАНИЗАЦИЯ
ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ.
ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ**

Учебное пособие

Редактор *О. П. Соломевич*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*

Подписано в печать 10.07.2008 . Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 14,7. Уч.-изд. л. 14,0.
Тираж 350 экз. Заказ .

Учреждение образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220006. Минск, Свердлова, 13а.
ЛИ № 02330/0133255 от 30.04.2004.

Отпечатано в лаборатории полиграфии учреждения образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220006. Минск, Свердлова, 13.
ЛП № 02330/0056739 от 22.01.2004.

Брошюровочно-переплетные процессы
произведены в ОАО «Полиграфкомбинат им. Я. Коласа».
220600. Минск, Красная, 23. Заказ .

ПРЕДИСЛОВИЕ

На современном этапе развития производства, в том числе и лесохозяйственного, чтобы уметь правильно организовать, эксплуатировать и поддерживать в работоспособном состоянии машинно-тракторные агрегаты (МТА), необходимо знать не только устройство автомобилей и тракторов, как основных звеньев МТА, но и иметь четкое представление о конструктивных особенностях их узлов и систем, а также о тех процессах, которые происходят в механической системе автомобиля или трактора, начиная от возникновения механической энергии в двигателе внутреннего сгорания и ее трансформации в силовой передаче и ходовой системе.

Современный производственный процесс невозможно представить частично механизированным или немеханизированным вообще. Механизация предполагает замену ручных средств труда машинами и механизмами с использованием в их приводе различных видов энергии и тяги с целью повысить производительность труда и освободить человека от выполнения тяжелых, трудоемких и утомительных операций; она является одним из направлений научно-технического прогресса и служит материальной основой повышения эффективности лесохозяйственного производства.

Осуществление стоящих перед лесной отраслью задач зависит как от совершенствования организации работы машинно-тракторного парка, так и в значительной мере от совершенствования системы технического обслуживания и ремонта машин.

При написании данного пособия использован учебный материал, базирующийся на современных достижениях науки и техники и передового опыта конструирования и деятельности прогрессивных машиностроительных предприятий и предприятий лесного комплекса Республики Беларусь.

РАЗДЕЛ I ОРГАНИЗАЦИЯ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

§ 1. Общие сведения о лесохозяйственном предприятии

Основной производственной единицей лесохозяйственного производства является лесхоз во главе с директором. Современная производственная база государственного лесохозяйственного учреждения включает в себя структуры, осуществляющие производственную и техническую эксплуатацию машин и оборудования.

Органами государственного управления отрасли выступают Министерство лесного хозяйства (Минлесхоз) и областные производственно-хозяйственные объединения (ПЛХО), имеющие соответствующие структуры.

В совокупности лесохозяйственным предприятием с использованием механизации и машинных способов выполняются лесокультурные, лесозащитные, лесоводственные, лесомелиоративные, землеройно-строительные и другие виды работ. Такой цикл производственного процесса называют производственной эксплуатацией.

Хранение, техническое обслуживание и ремонт подвижного состава (автомобилей, прицепов и полуприцепов), тракторов, механизмов, орудий и оборудования – это техническая эксплуатация.

Производственная эксплуатация выполняется под общим руководством главного лесничего (лесокультурная, лесозащитная, лесоводственная и т. п. деятельность) и главного инженера (лесопромышленная деятельность). Непосредственными организаторами и руководителями каждого вида работ являются в лесхозе соответствующие инженерно-технические работники, в лесничествах – лесничие, на мастерских участках и выделах назначаются мастера и лесники.

Служба главного инженера организует эксплуатацию и осуществляет перевозки лесной продукции в соответствии с установленными планами и заданиями. Задачи технической службы состоят в обеспечении технической готовности машинно-тракторного парка и стационарных установок к работе путем своевременного и высококачественного выполнения технического обслуживания и ремонта, хранения техники и материально-технического снабжения лесохозяйственного предприятия.

Техническая служба возглавляется главным механиком предприятия. В соответствии с задачами техническая служба должна включать гараж-стоянку, зоны технического обслуживания и ремонта, произ-

водственно-вспомогательные цехи или участки: агрегатный, слесарно-механический, электротехнический, аккумуляторный, топливной аппаратуры, шиномонтажный, шиноремонтный, кузнечно-рессорный, сварочный, медницкий, кузовной и малярный.

В агрегатном цехе выполняют разборочно-сборочные, моечные, регулировочные и контрольные работы по агрегатам (агрегат – соединение нескольких разнотипных узлов, устройств и деталей в одно целое для совместной работы) и узлам, снятым с автомобилей или тракторов для текущего ремонта.

Основными слесарно-механическими работами являются изготовление крепежных деталей и втулок, механическая обработка деталей после наплавки и заварки, ремонт гаражного оборудования и др.

Электротехнический и аккумуляторный цехи проверяют и ремонтируют приборы электрооборудования, снятые с автомобиля, заряжают и ремонтируют аккумуляторные батареи.

В цехе топливной аппаратуры проверяют, ремонтируют и испытывают приборы и трубопроводы систем питания двигателей.

Шиномонтажный и шиноремонтный цехи выполняют демонтаж-монтаж шин, ремонт дисков колес и камер, балансировку колес.

Основными работами, выполняемыми в кузнечно-рессорном, сварочном и медницком цехах, являются: ремонт и изготовление деталей с применением нагрева (правка, ковка, клепка), ремонт рессор, сварка поломанных деталей, заварка трещин, наплавка изношенных деталей, ремонт радиаторов, топливных баков и пайка различных трубопроводов.

В кузовном и малярном цехах выполняют столярные, арматурные, жестяницкие, обойные работы, местную и полную окраску кузовов, кабин и грузовых платформ, подкраску номерных знаков, нанесение надписей и номеров на бортах при подготовке автотранспортных средств к периодическому техническому осмотру.

В связи со спецификой лесохозяйственного производства и разбросанностью объектов обязательным является наличие передвижных газовых и электродуговых сварочных аппаратов для оперативного ремонта техники на лесосеках и лесокультурных площадях.

В основном подразделении предприятия – ремонтно-механической мастерской (РММ) – выполняют наиболее трудоемкие и сложные виды технического обслуживания и текущего ремонта всех автомобилей и тракторов лесхоза. В филиалах – лесничествах и лесопунктах – осуществляется хранение, ежедневное, иногда первое техническое обслуживание и мелкий текущий ремонт техники. Для этого

могут использоваться передвижные ремонтные мастерские, оборудованные на шасси автомобиля.

Слесарь-ремонтник РММ выполняет работы по техническому обслуживанию и текущему ремонту автомобилей, тракторов и орудий.

Для выполнения технического обслуживания и текущего ремонта посты оборудуют осмотровыми устройствами, обеспечивающими доступ к транспортному средству со всех сторон, что способствует повышению производительности, качества и безопасности труда.

Осмотровые каналы по ширине могут быть узкими, или междукорпусными (рис. 1.1, *а*), и широкими (рис. 1.1, *в*). Канавы могут быть тупиковыми и прямооточными. С тупиковых канав (рис. 1.1, *б*) автомобили съезжают задним ходом, с прямооточных – передним.

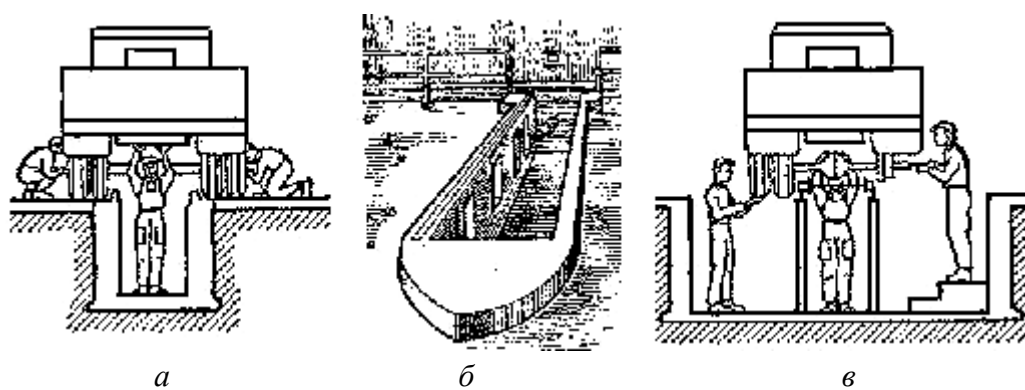


Рис. 1.1. Осмотровые каналы:

а – междукорпусная; *б* – тупиковая; *в* – широкая, с вывешиванием автомобиля

Длина канавы превышает длину автомобиля на 1,0–1,2 м, а глубина составляет 1,2–1,3 м для грузовых автомобилей. Ширина узкой канавы 0,9–1,1 м, широкой – от 1,4 до 3 м.

Канавы имеют ступенчатые лестницы, а с боков – направляющие реборды (для колес). В нишах канав устанавливают светильники, стены облицовывают плиткой глазурованной или пластмассовой.

Подъемники (гидравлические и электромеханические), предназначенные для подъема транспортных средств и облегчения доступа к ним снизу, могут быть стационарные и передвижные.

Для подъема и перемещения тяжелых агрегатов используют тали, перемещаемые по подвесным двутавровым балкам (рис. 1.2). Таль, у которой груз поднимается электродвигателем, называют тельферами (рис. 1.2, *б*). Управляют тельферами при помощи кнопок на пульте 3 коробки.

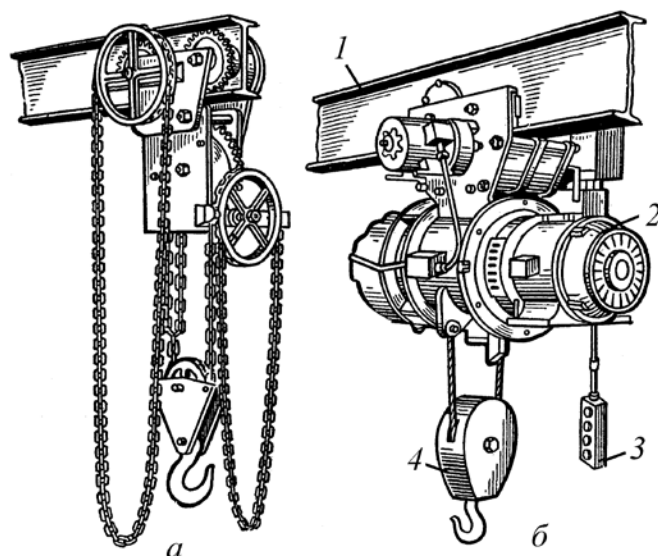


Рис. 1.2. Тали:

а – с ручным приводом; *б* – тельфер: 1 – двутавровая балка; 2 – электродвигатель; 3 – пульт управления; 4 – крюк

Посты технического обслуживания в зависимости от их назначения оборудуют различными приспособлениями и инструментами. Для выполнения разборочно-сборочных и крепежных работ используют комплекты слесарно-монтажных инструментов, динамометрические ключи и съемники.

От организации рабочего места зависит производительность труда и обеспечение безопасности работы.

Выполняя работы непосредственно на объектах или по техническому обслуживанию на тракторе, автомобиле или на верстаке, производственные рабочие и слесари-ремонтники должны соблюдать требования техники безопасности.

§ 2. Техника безопасности и производственная санитария

Вопросы охраны труда в последнее время приобретают все большее значение, поскольку внедрение в лесохозяйственную отрасль новых технологий, основанных на применении новых машин, механизмов, моторизированных инструментов, требует определенных знаний и по технике безопасности.

Главными причинами несчастных случаев в лесной отрасли Республики Беларусь могут служить низкий уровень организации производства, грубейшие нарушения технологической, трудовой и производственной дисциплины, правил техники безопасности.

Охрана труда – система обеспечения безопасности жизни и здоровья работников в процессе трудовой деятельности, включающая правовые, социально-экономические, организационные, технические, психофизиологические, санитарно-гигиенические, лечебно-профилактические, реабилитационные и иные мероприятия и средства.

В целях организации систематической работы по обеспечению безопасных условий труда в системе Минлесхоза функционирует служба охраны труда. В каждом ПЛХО действуют специальные рабочие группы, которые анализируют проблемы улучшения условий жизни и труда персонала, ликвидации травматизма. Предприятия ежегодно отчитываются по проделанной работе по улучшению условий труда и санитарно-бытовому обслуживанию рабочих. В отрасли ежегодно проводятся семинары-совещания по вопросам охраны труда, а также организуются республиканские смотры-конкурсы на лучшую организацию общественного контроля по охране труда.

Основными направлениями охраны труда в лесном хозяйстве являются создание условий труда в соответствии с действующими нормативами, механизация и автоматизация тяжелых, трудоемких и вредных процессов или замена их новыми, более безопасными, исключение из производственного цикла машин и оборудования, работа на которых связана с травмоопасными факторами, а также создание новых конструкций, отвечающих современным требованиям техники безопасности.

Условия труда в лесохозяйственном производстве характеризуются воздействием на работающих людей ряда опасных и вредных производственных факторов. Наиболее ощутимыми являются шум, вибрация, неблагоприятные метеорологические условия, высокие физические и нервно-психологические нагрузки.

При длительном систематическом воздействии вредных факторов у рабочих могут возникать профессиональные заболевания.

Водители тракторов подвергаются воздействию общей и локальной вибрации. Уровни общей вибрации часто превышают нормативные величины. Значительная часть применяемых машин и оборудования генерирует шум, превышающий предельно-допустимые нормы.

Осуществление непосредственных технических мер борьбы с шумом самоходных и навесных машин затруднено. Одно из наиболее эффективных мероприятий по снижению уровня шума и вибрации – это качественный и своевременный уход за машинами.

Общие требования безопасности. Рабочие, занятые управлением и обслуживанием механизмов, должны знать устройство и назна-

чение всех частей механизма, отдельных его узлов, аппаратуры, а также правила ухода за ними.

Расчистка площадей, корчевка пней, уничтожение нежелательной растительности, подготовка почвы, посев и посадка леса, работы в лесных питомниках должны быть организованы и производиться в соответствии с технологической картой, утвержденной главным лесничим. В карте устанавливается порядок и способ ведения работ в зависимости от размера площадей, рельефа местности, количества пней и порубочных остатков, наличия механизированных средств, зоны и меры безопасности. Бригады на лесохозяйственных работах обеспечиваются домиками для отдыха и обогрева, питьевой водой и медицинскими аптечками. При возникновении условий, угрожающих жизни или здоровью работающих, работы прекращаются и принимаются меры к устранению опасностей. Площадь, предназначенная для проведения работ, заранее обследуется, опасные места (обрывы, поваленные деревья и т. д.) и места отдыха отмечаются предупредительными знаками. При работе машинно-тракторных агрегатов должны быть предусмотрены мероприятия, обеспечивающие безопасность обслуживающего персонала. Нахождение в кабине трактора, а так же на участке производства лиц, не связанных с выполнением технологического процесса, не допускаются.

При работе лесохозяйственных машин необходимо обеспечить:

- движение машин при преодолении препятствий только на низшей передаче, переезд через поваленные деревья только под прямым углом;

- разворот машин в местах, где нет препятствий, мешающих его выполнению;

- перевод навесного (прицепного) оборудования в транспортное положение при преодолении препятствий и разворотах машин с дополнительной фиксацией его при переездах с одного участка на другой; очистку рабочих органов от растительных остатков и пыли специальными приспособлениями после полной остановки машины.

При регулировке и замене навесного и прицепного оборудования необходимо установить трактор на ровной площадке, опустить оборудование на землю и исключить самопроизвольное движение трактора и оборудования.

При проезде мостов, дамб, плотин и других сооружений, состояние которых не оговорено дорожными знаками, необходимо убедиться в их исправности.

Лесохозяйственные работы с применением пестицидов должны проводиться в соответствии с требованиями действующих санитарных норм и правил Республики Беларусь.

Работать с навесным оборудованием разрешается только при установке гидросистемы трактора в положение «плавающее».

Трактор можно поворачивать в конце гона только при транспортном положении агрегата.

Ротационные культиваторы, фрезерные машины и другие приспособления запрещается эксплуатировать без защитных кожухов. Нельзя осуществлять движение задним ходом при заглубленных рабочих органах.

Слесарно-монтажные инструменты, применяемые на постах технического обслуживания и ремонта техники, должны быть исправными. Не допускается использование ключей с изношенными гранями и несоответствующих размеров, применение рычагов для увеличения плеча гаечных ключей, а также применение зубила и молотка для отвертывания гаек. Рукоятки отверток, напильников, ножовок и других инструментов должны быть изготовлены из пластмассы или дерева и иметь металлические скрепляющие кольца.

Паяльные лампы, электрические и пневматические инструменты разрешается выдавать только лицам, обученным обращению с ними.

Впрессовывать втулки, подшипники и другие детали следует при помощи прессов или специальных съемников. Съемники должны прочно и надежно захватывать детали в месте приложения усилия.

Осмотровые каналы должны иметь направляющие предохранительные борты – реборды (за исключением каналов, оборудованных ленточными конвейерами) и содержаться в чистоте.

Для установки автомобиля на конвейер, не имеющий реборд, в начале поточной линии предусматривают направляющие ролики, раздвигающиеся на ширину колеи автомобиля.

При постановке автомобиля на стационарный пост технического обслуживания или ремонта необходимо на рулевое колесо повесить табличку с надписью «Двигатель не пускать – работают люди!». Автомобиль при этом должен быть заторможен стояночным тормозом и включением первой передачи в коробке передач. Должно быть включено зажигание, а под колеса положены упоры.

При обслуживании автомобиля, установленного на подъемнике, на механизме управления подъемником укрепляют табличку с надписью «Не трогать – под автомобилем работают люди!». Во избежание самопроизвольного опускания гидравлического подъемника после подъема автомобиля плунжер подъемника надежно фиксируют упором (штангой).

Перед началом работ на автомобиле-самосвале с поднятым кузовом устанавливают упорную штангу, предотвращающую опускание кузова.

При техническом обслуживании и ремонте автомобиля со снятыми колесами, вывешенного на домкратах, таях и кранах, разрешается приступать к работе только после установки автомобиля на подставки (козелки), при этом под неснятые колеса должны быть подложены упоры. Подставки должны быть прочными и надежными (только металлическими).

Электротельферы и другое оборудование, применяемое для перемещения агрегатов и тяжелых деталей, должны отвечать требованиям Гостехнадзора и иметь яркую окраску (черные полосы на желтом фоне).

При подъеме и перемещении по горизонтали агрегатов нельзя находиться под поднятыми частями автомобиля. Запрещается снимать, устанавливать и перемещать агрегаты при зачаливании их тросом и канатами без специальных захватов. Тележки для транспортирования должны иметь стойки и упоры, предохраняющие агрегаты от падения и перемещения по тележке.

Для осмотра автомобилей применяют переносные безопасные электролампы напряжением 36 В с предохранительными сетками, при работе в осмотровых канавах напряжение не должно превышать 12 В.

Ручные электроинструменты (дрели, гайковерты) присоединяют к сети только через штепсельные розетки с заземляющим контактом. Провода электроинструментов подвешивают, не допуская соприкосновения их с полом.

Принимают автомобиль на ходу и проверяют тормоза вне помещения. Для проведения регулировочных работ при работающем двигателе в зоне технического обслуживания выделяют специальный пост, оборудованный устройством для удаления отработавших (выхлопных) газов.

Вождение автомобилей на территории ремонтно-механических мастерских предприятия, в том числе и апробация автомобилей после регулировки и ремонта, разрешается только лицам, имеющим водительские удостоверения. Скорость движения не должна превышать 10 км/ч на подъездных путях территории и 5 км/ч в производственных помещениях.

Производственная санитария – это система организационных мероприятий и технических средств, предусматривающих и уменьшающих воздействие на работающий персонал вредных производственных факторов.

Одним из основных условий создания безопасной, здоровой и высокопроизводительной обстановки и режима работы является минимальное воздействие вредных производственных факторов: загрязнения воздушной среды, шумов и вибраций, ненормального теплового режима (сквозняки, низкая температура на рабочих местах).

Под воздействием вредных производственных факторов могут возникнуть профессиональные заболевания.

Задачей производственной санитарии и гигиены является полное исключение или резкое уменьшение вредных производственных факторов.

Для помещений ремонтных предприятий характерно большое загрязнение воздуха различными токсическими веществами, содержащимися в отработавших газах двигателей.

Предельно допустимые концентрации окиси углерода (ядовитый газ без цвета и запаха) в воздухе рабочей зоны помещений должны быть не более 30 мг/м^3 , а акролеина (ядовитая бесцветная жидкость с острым раздражающим запахом подгоревшего масла) – $2,0 \text{ мг/м}^3$.

РММ должны быть оборудованы центральным отоплением и приточно-вытяжной вентиляцией, санитарно-бытовыми помещениями, душевыми, гардеробными, умывальнями, туалетами, курительными комнатами.

Первая помощь при несчастных случаях имеет целью предупредить у пострадавшего возможные осложнения, угрожающие его здоровью и жизни. Рану следует закрыть повязкой, используя индивидуальный перевязочный пакет. Распечатывать индивидуальный пакет надо так, чтобы не касаться руками той части повязки, которая будет наложена на рану. Нельзя касаться раны руками, промывать и удалять из нее инородные тела. Перед перевязкой надо хорошо вымыть руки с мылом.

Для прекращения кровотечения как можно быстрее накладывают давящую повязку или жгут. При переломах и вывихах создают полный покой для поврежденной конечности: можно, например, прибинтовать дощечки так, чтобы они захватывали оба сустава, ближайšie к месту перелома.

Обожженное место освобождают от одежды или обуви и перевязывают бинтом. При ожоге кислотой пораженные места быстро обмывают большим количеством воды, водой с мылом или растворами соды, мела (зубного порошка). Электролит, попавший на кожу, сразу же вытирают насухо, и место ожога обрабатывают 10%-ным раствором соды, а затем промывают водой с мылом.

Признаками отравления окисью углерода являются головная боль, рвота, потеря сознания, багровый, а при серьезных нарушениях кровообращения – серо-пепельный цвет кожи. Отравление акролеином вызывает жжение в глазах, слезотечение, кашель, при повторном воздействии – тошноту, желудочно-кишечное расстройство.

Пострадавшего от отравления выводят на свежий воздух или в другое помещение, сразу же открыв там форточки, окна, двери и обеспечив приток свежего, чистого воздуха. При потере сознания вызывают врача, а до его прихода пострадавшему дают вдыхать кислород из подушки или делают искусственное дыхание.

При поражении электрическим током нужно немедленно выключить ток. Если пострадавший находится на высоте, то до выключения тока принимают меры против возможного падения пострадавшего. Отрывать пострадавшего от проводника тока (если вблизи нет рубильника) нужно, взявшись за его одежду, если она сухая, или встав на резиновый коврик, сухую фанеру, доску, сухой брезент, положенные около пострадавшего.

Если пострадавший находится в бессознательном состоянии, следует обеспечить приток свежего воздуха, освободить стесняющую его одежду, использовать нашатырный спирт, обрызгать водой лицо, растереть и согреть тело. При редком и судорожном дыхании – делать искусственное дыхание.

После оказания первой помощи немедленно вызывают врача или отправляют пострадавшего в лечебное учреждение.

Противопожарные мероприятия. Чтобы не создавать условий для возникновения пожара на автомобиле или тракторе и в помещениях, *запрещается*: допускать попадание на двигатель и рабочее место топлива и масла; оставлять в кабине, на двигателе и в рабочих местах использованные обтирочные материалы; допускать течь, а также держать открытыми горловины топливных баков, мыть или протирать бензином детали и агрегаты, мыть руки и одежду бензином, пользоваться открытым огнем при устранении неисправностей, подогревать двигатель открытым пламенем. Все проходы и проезды, лестницы помещения должны быть свободны для прохода и проезда. Чердаки нельзя использовать под производственные и складские помещения.

Курение на территории и в производственных помещениях разрешается только в специально отведенных местах.

В производственных помещениях на видных местах около телефонных аппаратов должны быть вывешены таблички с указанием номеров телефонов ближайших пожарных команд и фамилий лиц, ответственных за пожарную безопасность. Пожарные краны во всех помещениях оборудуют рукавами и стволами, заключенными в специальные шкафы. В помещениях для технического обслуживания и ремонта устанавливают пенные или порошковые огнетушители.

РАЗДЕЛ II ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

§ 1. Общее устройство трактора и автомобиля

Тракторы и автомобили являются основными энергетическими средствами для выполнения механизированных работ в лесохозяйственном и лесозаготовительном производствах и при перевозке различных грузов.

В Республике Беларусь тракторы специальных, универсально-пропашных и лесных модификаций выпускаются на целом ряде предприятий: РУП «Минский тракторный завод», ОАО «Амкор», Сморгонский агрегатный завод и др. Производство автомобилей и автопоездов общетранспортного и специализированного назначения осуществляется на РУП «Минский автомобильный завод», РУП «Могилевский автомобильный завод», РУП «Минский завод колесных тягачей», РУП «Белорусский автомобильный завод» и др.

Трактор – это самоходная колесная или гусеничная машина, предназначенная для передачи поступательного, вращательного движения и гидравлического потока к прицепным или навесным рабочим орудиям.

В лесной отрасли тракторы используются в качестве энергетического средства для приведения в действие различного лесохозяйственного и лесозаготовительного технологического оборудования, а также для перемещения лесоматериалов. Двигатель трактора может приводить в действие различные агрегатные машины (рубительные машины, мобильные ленточнопильные станки и др.) посредством вала отбора мощности (ВОМ).

В соответствии с принятой классификацией (рис. 2.1) по назначению тракторы делятся на три основные группы – общего назначения, универсально-пропашные и специальные.

Тракторы общего назначения отличаются малым дорожным просветом и повышенной мощностью двигателя.

Универсально-пропашные тракторы используются при уходе за пропашными культурами и при выполнении других агро- и лесохозяйственных работ. С этой целью у них могут быть предусмотрены сменные ведущие колеса с широкими шинами для выполнения работ общего назначения и с узкими шинами для работ в междурядьях.

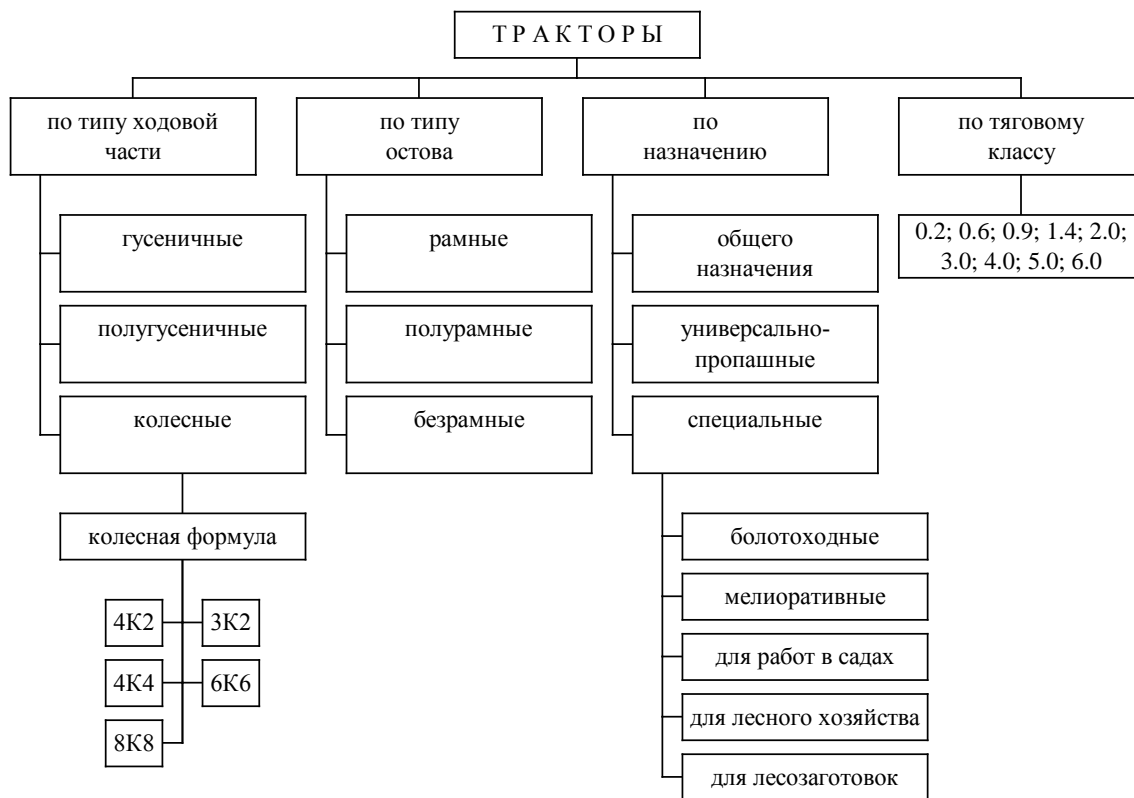


Рис. 2.1. Классификация тракторов

Специальные тракторы создаются на базе модификации трактора универсально-пропашного или общего назначения и используются при выполнении работ определенного вида в заданных условиях. Например, лесная модификация трактора МТЗ-Л82, в отличие от универсально-пропашного трактора МТЗ-82, имеет защитные ограждения кабины и силового агрегата, каркас безопасности и дополнительные фары для работы в ночное время (рис. 2.2).

В настоящее время на базе универсально-пропашного трактора МТЗ с максимальной степенью унификации разработано специальное шарнирно-сочлененное шасси (рис. 2.3).

При агрегатировании трактора или специального шасси с различным технологическим оборудованием можно получать трелевочные тракторы, погрузочно-разгрузочные машины, валочно-сучкорезно-раскряжевочные машины, мелиоративные, землеройные и т. п.

По типу остова тракторы делятся на рамные – их несущая система представляет собой клепаную или сварную раму, полурамные – две короткие продольные балки в передней части несущей системы, закрепленные на корпусе, и безрамные – остов состоит из соединенных между собой корпусов отдельных механизмов.

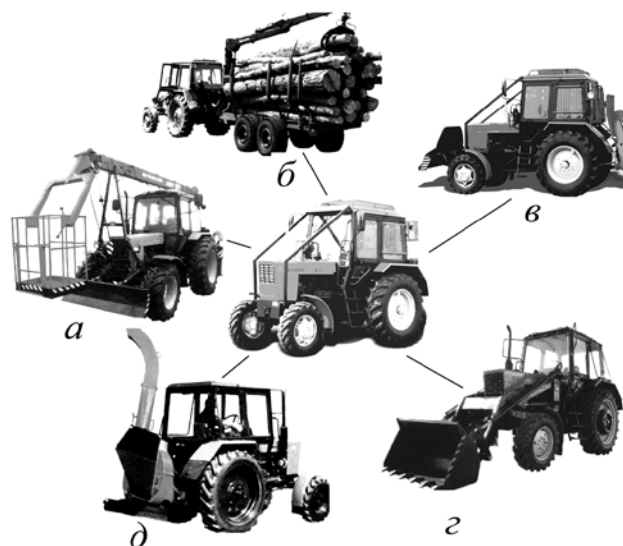


Рис. 2.2. Специальные машины на базе трактора МТЗ-182 «Беларус»:
a – подъемник; *б* – форвардер; *в* – трелевщик;
z – погрузчик; *д* – рубительная машина

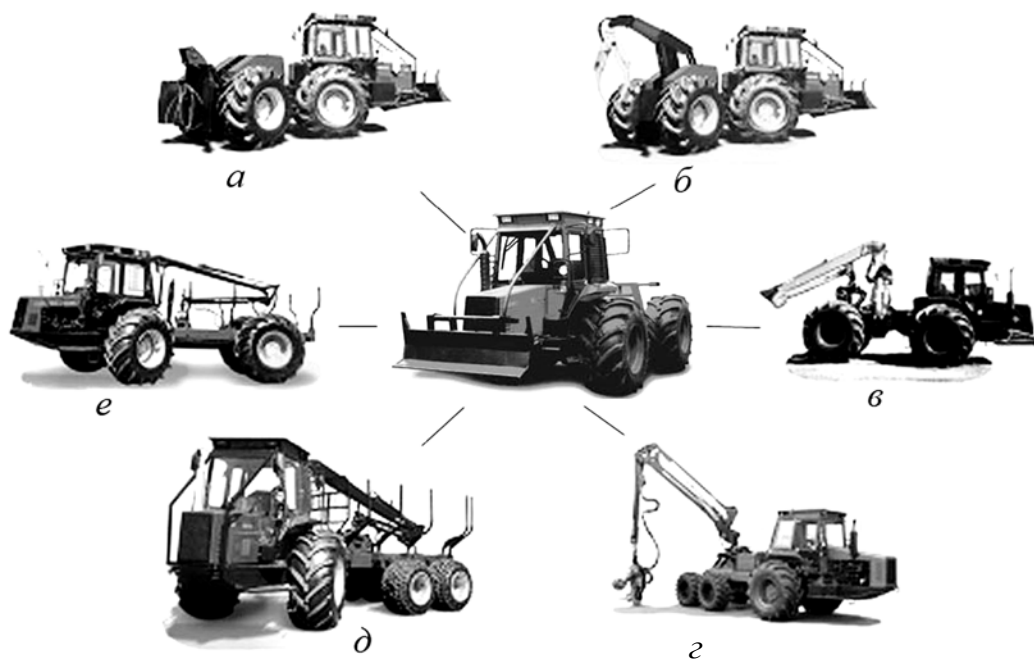


Рис. 2.3. Лесные машины «Беларус» на базе специального шасси:
a – трелевочная чокерная МЛ-127; *б* – трелевочная бесчокерная МЛ-127С;
в – харвестер МЛХ-414; *z* – харвестер МЛХ-424;
д – форвардер МЛ-364; *e* – форвардер МЛПТ-354

По типу ходовой части тракторы различают гусеничные, полугусеничные и колесные, которые в свою очередь могут быть с колесной

формулой 3К2, 4К2, 4К4, 6К6 и 8К8 (первая цифра показывает общее число колес, а вторая – число ведущих колес).

По номинальному тяговому усилию тракторы делятся на классы 2, 6, 9, 14, 20, 30, 40, 50 и 60 кН. Тяговый класс назначается в соответствии с номинальным тяговым усилием, которое трактор способен развивать на рабочей передаче при движении на почвах средней влажности и твердости с наибольшей производительностью.

Автомобиль – это самоходное транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов, людей или выполнения специальных операций. Общая классификация автомобилей приведена на рис. 2.4.

По габаритным размерам и осевым нагрузкам автомобили делятся на дорожные и внедорожные. Дорожные автомобили в свою очередь подразделяются на пассажирские, грузовые и специальные.

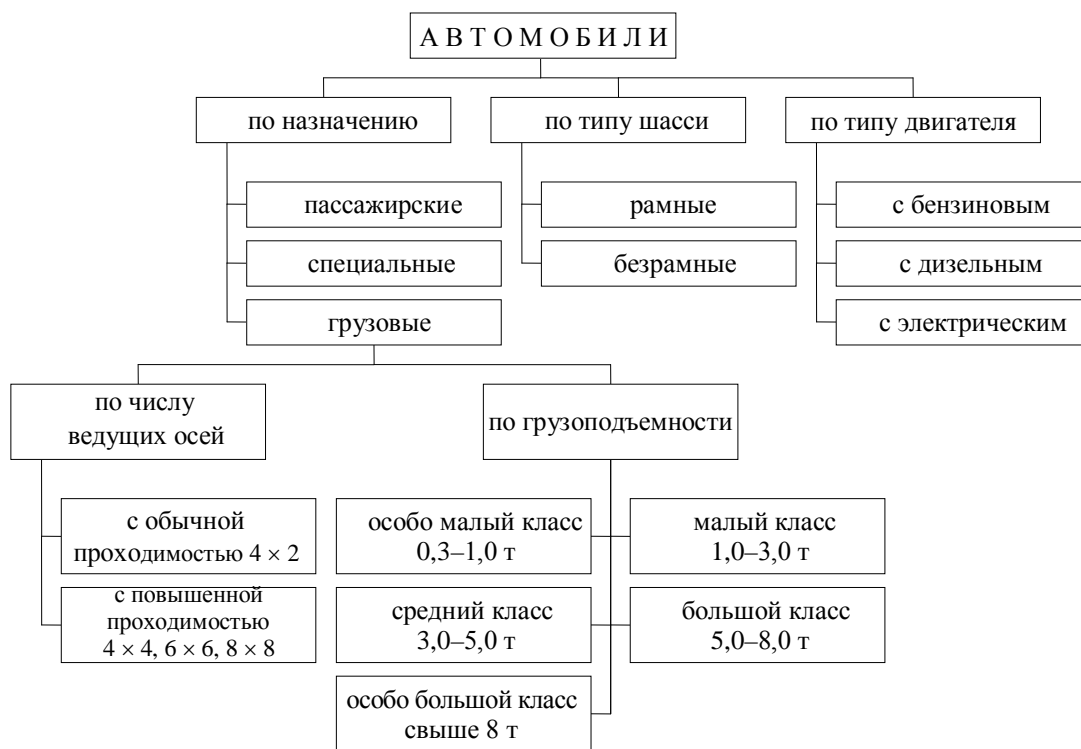


Рис. 2.4. Классификация автомобилей

Пассажирские автомобили делятся на легковые (для перевозки небольших групп людей) и автобусы (для массовых перевозок пассажиров). Специальные автомобили служат для выполнения определенного вида работ, для чего их оборудуют соответствующим технологическим оборудованием (автокраны, пожарные, уборочные машины, ремонтные мастерские и т. д.). Грузовые автомобили предназначены

для перевозки грузов. Они могут быть снабжены бортовой или безбортовой платформой и использоваться как универсальный транспорт, или оборудоваться для перевозки определенного вида грузов, например, самосвалы, цистерны. К таким специализированным автомобилям относятся и лесовозные автопоезда, предназначенные для перевозки деревьев, хлыстов, сортиментов или щепы.

Автомобили также различают по числу осей. При этом по числу ведущих осей выделяют автомобили с обычной проходимостью – колесная формула 4×2 (всего два моста, из них один ведущий, рис. 2.5, *a* и *г*), 6×2 , 8×2 , с повышенной проходимостью – колесная формула 6×4 (*д*) и 8×4 , с высокой проходимостью – колесная формула 4×4 (*б*), 6×6 (*в*, *е*) и 8×8 (*ж*).

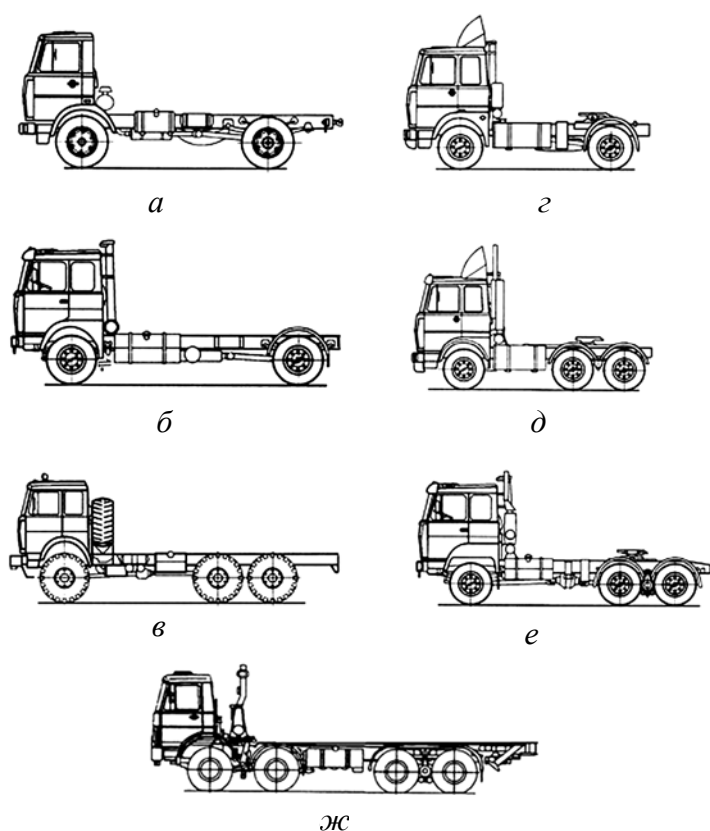


Рис. 2.5. Автомобильные шасси и тягачи МАЗ и МЗКТ:

a, *б*, *в* – шасси бортового автомобиля, соответственно 4×2 , 4×4 , 6×6 ;
г, *д*, *е* – седельные тягачи с колесной формулой, соответственно 4×2 , 4×4 , 6×6 ;
ж – шасси 8×8

По типу шасси автомобили делятся на рамные, имеющие в качестве остова раму, к которой крепятся все другие составные части, и безрамные – не имеющие рамы, функции которой выполняет несущий кузов.

Грузовые автомобили делятся на классы по грузоподъемности: особо малый класс (0,3–1,0 т), малый класс (1,0–3,0 т), средний класс (3,0–5,0 т), большой класс (5,0–8,0 т) и особо большой класс (свыше 8 т).

Автомобили могут быть оборудованы бензиновым (карбюраторным или инжекторным), дизельным или электрическим двигателем. В последние годы ведутся работы по созданию автомобилей с гибридными силовыми установками, когда силовой агрегат состоит одновременно из двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя.

Автомобили и тракторы состоят из следующих основных частей: двигателя, силовой передачи (трансмиссии), ходовой части, механизмов управления, кабины и технологического оборудования.

Двигатель является источником механической энергии, осуществляющим привод транспортной системы в движение, а также привод навесной машины через вал отбора мощности (ВОМ).

Трансмиссия обеспечивает передачу крутящего момента от двигателя к ведущим органам, его трансформацию и привод технологического оборудования.

Ходовая часть включает несущую систему рамного или безрамного типа, подвеску и движитель. Подвеска связывает движитель с несущей системой и позволяет снизить динамические нагрузки, передающиеся со стороны опорной поверхности. Движитель может быть колесным или гусеничным.

Механизмы управления колесных машин – это рулевое управление и тормозная система. Управление движением гусеничных машин осуществляется посредством механизма поворота.

Кабина предназначена для обеспечения безопасных и комфортных условий труда оператора, ее внешний вид и форма должны удовлетворять требованиям эргономики, эстетики и аэродинамики.

Технологическое оборудование представляет собой совокупность механизмов и агрегатов, предназначенных для выполнения определенного вида работ (вывозка и трелевка древесины, обрезка сучьев, валка и раскряжевка деревьев и т. д.).

§ 2. Устройство и принцип действия двигателей внутреннего сгорания

2.1. Классификация

В качестве силовых агрегатов транспортных машин – автомобилей и тракторов – наиболее широкое распространение получили хо-

рошо отработанные поршневые двигатели внутреннего сгорания. По сравнению с другими типами двигателей (роторно-поршневые и газотурбинные) они характеризуются наибольшей экономичностью. Одним из наиболее существенных их недостатков является наличие возвратно-поступательно движущихся частей (кривошипно-шатунного механизма), что усложняет конструкцию, ограничивает частоту вращения коленчатого вала и не позволяет уменьшить габариты и массу двигателя. Газотурбинные и роторно-поршневые двигатели, имеющие только вращающиеся детали, могут работать при высоких частотах вращения вала двигателя.

В поршневом двигателе топливо сгорает в надпоршневом пространстве рабочих цилиндров. При этом химическая энергия сгорания топлива превращается в тепловую энергию, которая посредством кривошипно-шатунного механизма преобразуется в механическую.

В основу классификации современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) положены их наиболее характерные конструктивные признаки (рис. 2.6).

По назначению двигатели делятся на стационарные, транспортные и специального назначения. Стационарные устанавливаются на электростанциях, насосных и компрессорных установках, передвижных установках для обработки древесины (сучкорезных, рубительных и др.). Транспортные двигатели, с ограниченными габаритами и массой, применяются на различных мобильных машинах – автомобилях и тракторах. Двигатели специального назначения применяют для привода технических средств узкой направленности и оригинальности конструкции, например, в моторизованном инструменте и т. д.

По виду применяемого топлива различают двигатели, работающие на легком жидком топливе – бензиновые, тяжелом жидком топливе – дизельные, газообразном – газовые.

По способу воспламенения различают двигатели с принудительным воспламенением рабочей смеси от электрической искры (бензиновые и газовые двигатели) и с самовоспламенением рабочей смеси от сжатия (дизельные двигатели).

По способу приготовления горючей смеси двигатели могут быть с внешним и с внутренним смесеобразованием. Внешнее смесеобразование (вне цилиндра двигателя) производится у карбюраторных бензиновых и газовых двигателей, а также у бензиновых двигателей с впрыском топлива во впускной коллектор. Внутреннее смесеобразование (непосредственно в цилиндре двигателя) производится у дизельных двигателей.

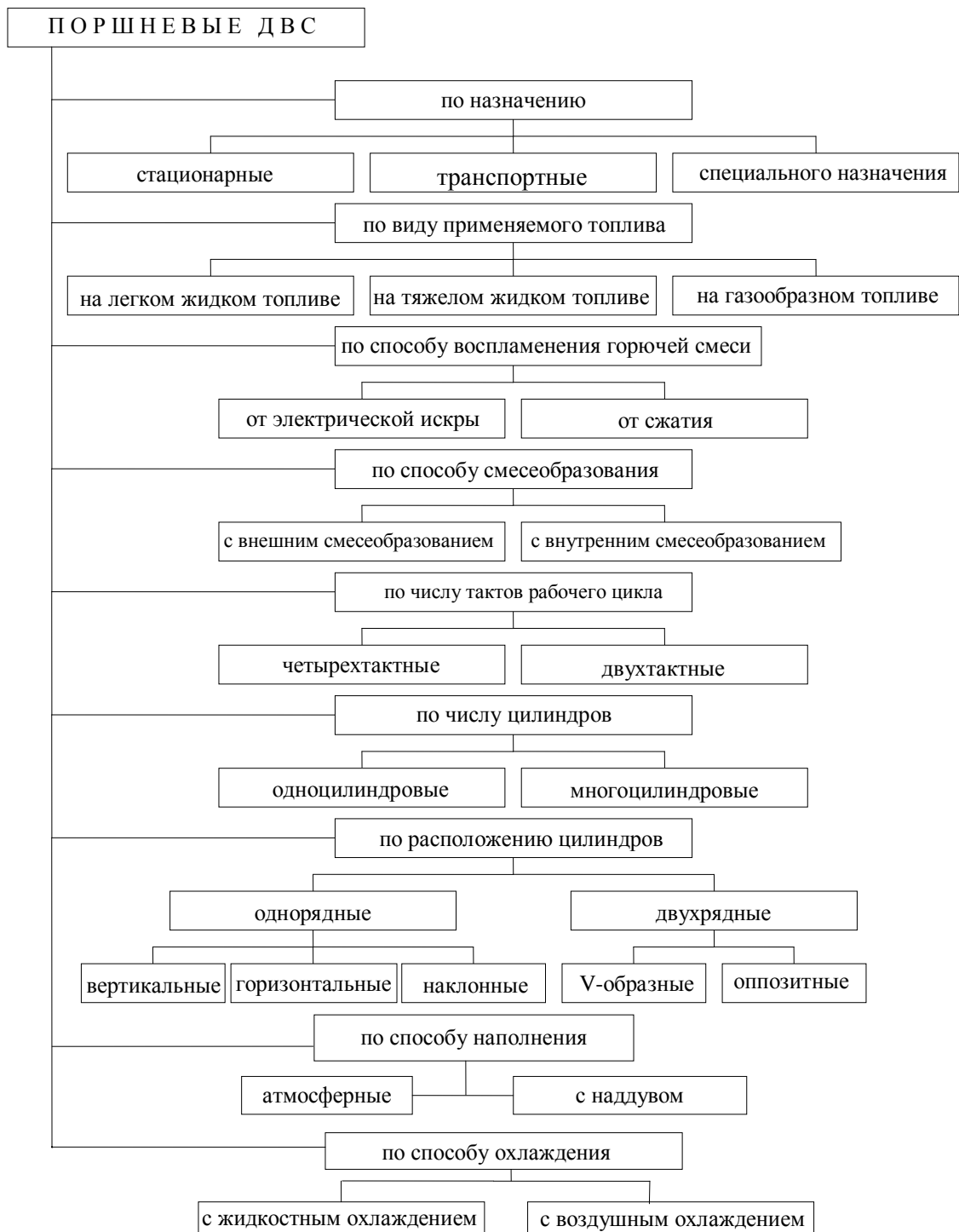


Рис. 2.6. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания

По способу осуществления рабочего цикла различают двигатели четырех- и двухтактные. В четырехтактном двигателе рабочий цикл включает четыре хода поршня, совершающиеся за два оборота коленчатого вала: впуск, сжатие, сгорание и расширение (рабочий ход), выпуск.

В двухтактных двигателях рабочий цикл осуществляется за два хода поршня в течение одного оборота коленчатого вала, при этом каждый рабочий такт сопровождается лишь одним вспомогательным тактом.

По числу и расположению цилиндров двигатели делятся на одно- и многоцилиндровые. На грузовых автомобилях и тракторах получили распространение четырех-, шести- и восьмицилиндровые четырехтактные двигатели с рядным, V-образным и оппозитным расположением цилиндров. Однорядные двигатели могут иметь вертикальное, наклонное или горизонтальное расположение цилиндров.

Угол развала между осями двух рядов цилиндров на V-образных двигателях составляет менее 180° . При оппозитном расположении оси цилиндров находятся на одной прямой с двух сторон коленчатого вала. Однорядные двигатели бывают простого действия и со встречным движением поршней. Основное преимущество V-образных двигателей заключается в меньшей длине и массе.

По способу наполнения цилиндра свежим зарядом двигатели делят на атмосферные и с наддувом. Атмосферными называют двигатели, у которых заполнение свежим зарядом цилиндров осуществляется за счет разряжения при всасывающем ходе поршня. В двигателях с наддувом увеличение наполнения цилиндров свежим зарядом для получения повышенной мощности создается компрессором.

По степени сжатия различают двигатели с высокой (12–19) степенью – дизельные двигатели, работающие от сжатия, и низкой (6–9) степенью сжатия – карбюраторные двигатели, работающие от электрической искры.

На поршневых двигателях применяют жидкостную или воздушную системы охлаждения.

2.2. Механизмы и системы двигателя

Поршневой двигатель внутреннего сгорания (рис. 2.7) включает следующие механизмы и системы.

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) состоит из коленчатого вала с маховиком, шатунного механизма и группы поршневых деталей. В двигателях внутреннего сгорания топливо в смеси с воздухом воспламеняется и сгорает внутри цилиндров, выделяя теплоту, которая преобразуется в механическую работу. Кривошипно-шатунный механизм воспринимает давление газов и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

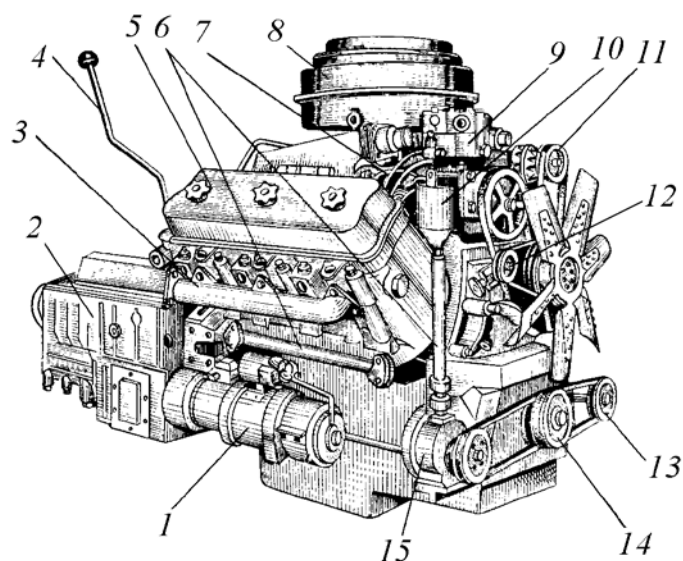


Рис. 2.7. Общий вид дизельного двигателя:
 1 – стартер; 2 – коробка передач; 3 – выпускной коллектор;
 4 – рычаг переключения передач; 5 – крышка правого блока цилиндра;
 6 – трубопроводы системы охлаждения; 7 – топливный насос; 8 – воздушный
 фильтр; 9 – компрессор; 10 – фильтр тонкой очистки топлива;
 11 – генератор; 12 – натяжной шкив ремня вентилятора; 13 – шкив насоса
 гидроусилителя; 14 – шкив коленчатого вала; 15 – водяной насос

Газораспределительный механизм обеспечивает впуск в цилиндры свежего заряда и выпуск отработавших газов в строго определенные промежутки времени.

Система охлаждения предназначена для поддержания оптимального теплового режима работы двигателя. Отвод излишков теплоты от деталей осуществляется непрерывно с помощью различных устройств, составляющих систему охлаждения.

Смазочная система служит для подвода масла к трущимся деталям двигателя под определенным давлением. Слой масла, разделяя трущиеся поверхности и уменьшая трение, отводит теплоту от трущихся деталей и удаляет с их поверхностей продукты изнашивания.

Система питания предназначена для подачи и очистки топлива и воздуха, приготовления горючей смеси и отвода отработавших газов. Конструкция агрегатов и устройств, входящих в систему питания двигателя, определяется типом двигателя и условиями его эксплуатации.

Система зажигания обеспечивает подачу в нужный момент электрической искры для воспламенения сжатой в цилиндре рабочей смеси (бензиновые и газовые двигатели).

Система пуска двигателя включает пусковой бензиновый двигатель с механизмом передачи (на тракторах) или электрический стартер

тер. Для облегчения пуска могут использоваться декомпрессионный механизм (у дизелей) и устройства подогрева воды и воздуха.

2.3. Основные понятия, параметры и характеристики поршневых двигателей внутреннего сгорания

Поршневые двигатели внутреннего сгорания представляют собой комплекс механизмов и систем, обеспечивающий преобразование в механическую работу части тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива непосредственно в цилиндрах.

Схема типичного поршневого двигателя внутреннего сгорания представлена на рис. 2.8. В зависимости от назначения такие двигатели могут иметь конструктивные различия, но все они состоят из следующих основных деталей: цилиндра 5, крышки цилиндра (головки блока цилиндров) 1, поршня 4, шатуна 14, вала 8, маховика 7 и картера 6.

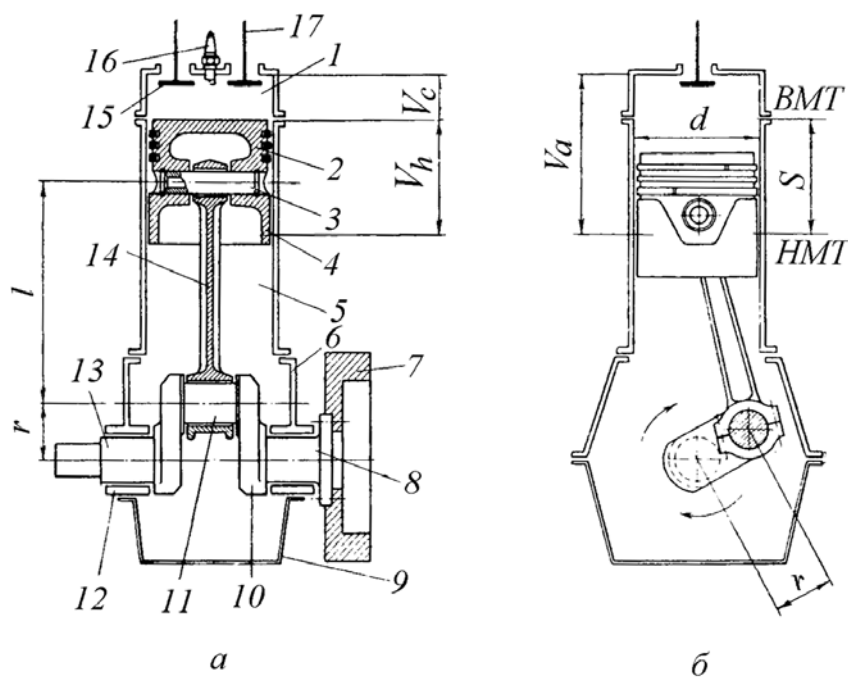


Рис. 2.8. Схема устройства типичного поршневого двигателя внутреннего сгорания:
а – продольный вид, *б* – поперечный вид
 1 – головка блока цилиндра; 2 – поршневые кольца; 3 – палец;
 4 – поршень; 5 – цилиндр; 6 – картер; 7 – маховик; 8 – коленчатый вал;
 9 – поддон; 10 – щека; 11 – кривошип; 12 – опорный подшипник;
 13 – опорная шейка; 14 – шатун; 15 – впускной клапан;
 16 – свеча зажигания; 17 – выпускной клапан

Цилиндр 5, его крышка или головка блока 1, картер 6 и различные вспомогательные корпусные и прочие неподвижные элементы конструкции двигателя прочно скрепляются между собой с помощью резьбовых соединений, а некоторые из них, такие как картер и цилиндры, часто отливаются совместно. Цилиндр 5 с помощью фланца крепится к верхней половине картера 6 и закрывается крышкой 1, называемой головкой цилиндра.

Картер служит основанием для цилиндров, в нем также размещается коленчатый вал 8 двигателя. Картер двигателей изготавливается литым, чаще всего разъемным, состоящим из двух половин, его стенки усиливаются ребрами жесткости. В нижней части картера устанавливается литой или штампованный поддон 9.

В цилиндр 5 вставлен поршень 4, имеющий форму стакана, с повернутым в сторону головки цилиндра днищем. При движении поршня стенки цилиндра служат для него направляющими. Уплотняется цилиндр поршневыми кольцами 2. В полости цилиндра, заключенной между днищем поршня 4 и крышкой 1, происходят все основные и вспомогательные процессы, связанные с окислением (сжиганием) топлива и преобразованием части выделяющегося при этом тепла в механическую работу.

Перемещение поршня в цилиндре передается на вал 8 с помощью связующего их звена – шатуна 14, имеющего форму профильного стержня с двумя головками. Одна головка, соединяющая его стержень с шейкой 11 колена или кривошипа вала 8, называется большой, или нижней, головкой. Другая головка, через отверстие которой проходит поршневой палец 3, обеспечивающий необходимое шарнирное соединение шатуна с поршнем, называется малой, или верхней, головкой.

Длина шатуна определяется величиной l , равной расстоянию между осями его верхней и нижней головок (рис. 2.8). Для каждого цилиндра или группы их на валу 8 имеется отдельное колено, образованное цапфой 11 кривошипа, щеками 10 и опорными шейками 13, поэтому вал двигателя называют коленчатым.

Размер кривошипа (колена) определяется радиусом r , равным расстоянию между осью вращения коленчатого вала и осью цапфы кривошипа.

В двигателях с разъемным картером коленчатый вал вращается в опорных подшипниках 12, расположенных в верхней части картера 6. Эти подшипники и соответствующие им опорные шейки 13 коленчатого вала называют коренными. Цапфу 11 кривошипа, шарнирно связывающую вал 8 с нижней головкой шатуна 14, в двигателях автомобильного типа называют шатунной шейкой.

На коленчатом валу 8 крепится маховик 7, выполненный в виде литого диска с массивным ободом. Энергия маховика, накапливаемая им при вращении, расходуется на вспомогательные процессы в цилиндре двигателя. В одноцилиндровых двигателях кинетическая энергия маховика обеспечивает вывод кривошипно-шатунного механизма из мертвых (крайних) его положений.

Безразмерной характеристикой кривошипно-шатунного механизма считают отношение радиуса r кривошипа к длине l шатуна. В поршневых двигателях внутреннего сгорания это отношение определяется из условий движения шатуна без контакта со стенкой цилиндра и поршня с коренными подшипниками.

Возвратно-поступательное движение поршня вдоль оси цилиндра вызывает вращательное движение коленчатого вала вокруг своей продольной оси, расположенной перпендикулярно к оси цилиндра. Наибольшее перемещение поршня, или его ход, равен удвоенному радиусу кривошипа $S = 2r$. Следовательно, ход поршня – это расстояние между двумя крайними его положениями в цилиндре, занимаемыми им последовательно при каждом полуобороте вала двигателя (через каждые 180° поворота). Положение поршня, при котором он максимально удален от оси коленчатого вала, условно называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ), а положение, при котором поршень находится на минимальном расстоянии от оси вала, называется *нижней мертвой точкой* (НМТ). В ВМТ и НМТ скорость поршня равна нулю.

Ход поршня S и диаметр цилиндра d (рис. 2.8, б) относятся к главным оценочным параметрам двигателя, определяющим его основные размеры. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/d изменяется в пределах от 0,7 до 1,3. Меньшие значения этого диапазона (с целью уменьшения средней скорости движения поршня) характерны для более быстроходных бензиновых двигателей, а более высокие значения отношения $S/d < 1,0$ имеют дизельные двигатели.

Объем, описываемый поршнем при его перемещении от ВМТ до НМТ, называется рабочим объемом цилиндра и обозначается V_h :

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S, \quad (2.1)$$

где d – диаметр цилиндра; S – ход поршня.

Сумма рабочих объемов всех цилиндров в многоцилиндровых двигателях называется рабочим объемом, или литражом, двигателя, так как рабочий объем чаще всего выражается в литрах.

Объем, образующийся в надпоршневой полости при положении поршня в ВМТ, называется объемом камеры сгорания (камеры сжатия) и обозначается V_c . Камеры сгорания двигателей часто имеют сложную геометрическую форму, поэтому действительный объем их определяют экспериментально.

Сумма рабочего объема цилиндра и объема его камеры сгорания называется полным объемом цилиндра. Полный объем цилиндра V_a – это объем, образующийся в надпоршневой полости цилиндра, когда поршень находится в НМТ:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (2.2)$$

Степень сжатия – отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (2.3)$$

Эта величина показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочего тела, находящегося в цилиндре при перемещении поршня от одного крайнего его положения к другому, из нижней мертвой точки в верхнюю мертвую точку. В зависимости от типа и назначения поршневых двигателей степень сжатия находится в пределах 6–22. Бензиновые двигатели имеют степени сжатия 6–9 (ограничивается прежде всего свойствами топлива), у дизельных двигателей степень сжатия выше 12. Степень сжатия как оценочный параметр предопределяет экономичность и мощность данного двигателя.

Радиус кривошипа r и длина шатуна l определяются соотношениями:

$$2r = S, \quad \frac{r}{l} = \lambda. \quad (2.4)$$

В расчетах принимается $\lambda = 0,24–0,31$.

Пример. Определить диаметр цилиндра d , ход поршня S , радиус кривошипа r , длину шатуна l , объем камеры сгорания V_c и полный объем V_a цилиндра, если известно, что рабочий объем цилиндра V_h равен 1,5 л, степень сжатия $\varepsilon = 16$, отношение хода поршня к диаметру цилиндра

$S/d = 1,2$, а отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $r/l = 0,3$.

Зная, что $S/d = 1,2$, можно выразить ход поршня $S = 1,2d$. Подставив выражение для хода поршня в формулу (2.1) и выполнив соответствующие преобразования, можно определить диаметр цилиндра:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{1,2\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,5}{1,2\pi}} = 1,167 \text{ дм} = 116,7 \text{ мм}.$$

Тогда ход поршня определится как

$$S = 1,2d = 1,2 \cdot 116,7 = 140,04 \text{ мм}.$$

В соответствии с формулой (2.4) радиус кривошипа и длина шатуна будут:

$$r = \frac{S}{2} = \frac{140,04}{2} = 70,02 \text{ мм}; \quad l = \frac{r}{\lambda} = \frac{70,02}{0,3} = 233,4 \text{ мм}.$$

Воспользовавшись формулой (2.3), можно определить объем камеры сгорания:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{1,5}{16 - 1} = 0,1 \text{ л}.$$

Тогда в соответствии с формулой (2.2) полный объем цилиндра V_a составит:

$$V_a = 1,5 + 0,1 = 1,6 \text{ л}.$$

В двигателях внутреннего сгорания различают индикаторную N_i и эффективную N_e мощности. Индикаторная мощность N_i , кВт, которая развивается в цилиндрах и используется для выполнения эффективной работы, преодоления сил трения и привода вспомогательных механизмов, определяется по формуле

$$N_i = \frac{P_i V_h n i}{30 \tau}, \quad (2.5)$$

где P_i – среднее индикаторное давление; МПа, V_h – рабочий объем одного цилиндра, л; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; i – количество цилиндров двигателя; τ – число тактов в рабочем цикле двигателя, принимает значение 4 или 2.

Эффективная мощность двигателя N_e , кВт, снимаемая с коленчатого вала двигателя, меньше индикаторной мощности на величину механических потерь:

$$N_e = N_i - N_{\text{м.п}}, \quad (2.6)$$

где $N_{\text{м.п}}$ – мощность, расходуемая на трение и привод вспомогательных механизмов.

Эффективная мощность двигателя N_e может быть определена по формуле

$$N_e = \frac{P_e V_h n i}{30 \tau}, \quad (2.7)$$

где P_e – среднее эффективное давление, МПа.

Отношение эффективной мощности к индикаторной представляет собой механический КПД двигателя:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (2.8)$$

Механический КПД зависит от типа двигателя, частоты вращения коленчатого вала двигателя, степени сжатия и т. д. и составляет $\eta_m = 0,7-0,85$.

Литровая мощность двигателя показывает величину эффективной мощности, снимаемой с 1 л рабочего объема цилиндра, кВт/л:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_h i}. \quad (2.9)$$

Пример. Определить индикаторную N_i , эффективную N_e и литровую $N_{\text{л}}$ мощности двигателя при следующих исходных данных: среднее индикаторное давление ДВС $P_i = 0,85$ МПа, частота вращения коленчатого вала двигателя $n = 2200$ об/мин, число цилиндров двигателя $i = 6$, рабочий объем одного цилиндра $V_h = 1,5$ л.

В соответствии с формулой (2.5) индикаторная мощность ДВС будет равна:

$$N_i = \frac{0,85 \cdot 1,5 \cdot 2200 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 140,25 \text{ кВт}.$$

Задавшись, что $\eta_m = 0,8$, из соотношения (2.8) можно выразить эффективную мощность двигателя:

$$N_e = N_i \eta_m = 140,25 \cdot 0,8 = 112,2 \text{ кВт}.$$

Литровая мощность двигателя определяется по формуле (2.9):

$$N_{\text{л}} = \frac{112,2}{1,5 \cdot 6} = 12,47 \text{ кВт/л}.$$

Нагрузка и скоростные режимы двигателей транспортных машин изменяются в широких пределах. Поэтому при оценке динамических и экономических качеств двигателей представляют интерес эффективная мощность и соответствующие ей параметры при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Зависимость эффективной мощности N_e (кВт), эффективного крутящего момента M_e (кН·м), часового G_T (кг/ч) и удельного эффективного расхода топлива g_e (г/(кВт·ч)) от частоты вращения коленчатого вала двигателя n (об/мин) называется *скоростной характеристикой двигателя*. На рис. 2.9 приведена скоростная характеристика двигателя, выполненная в соответствии с требованиями ГОСТ.

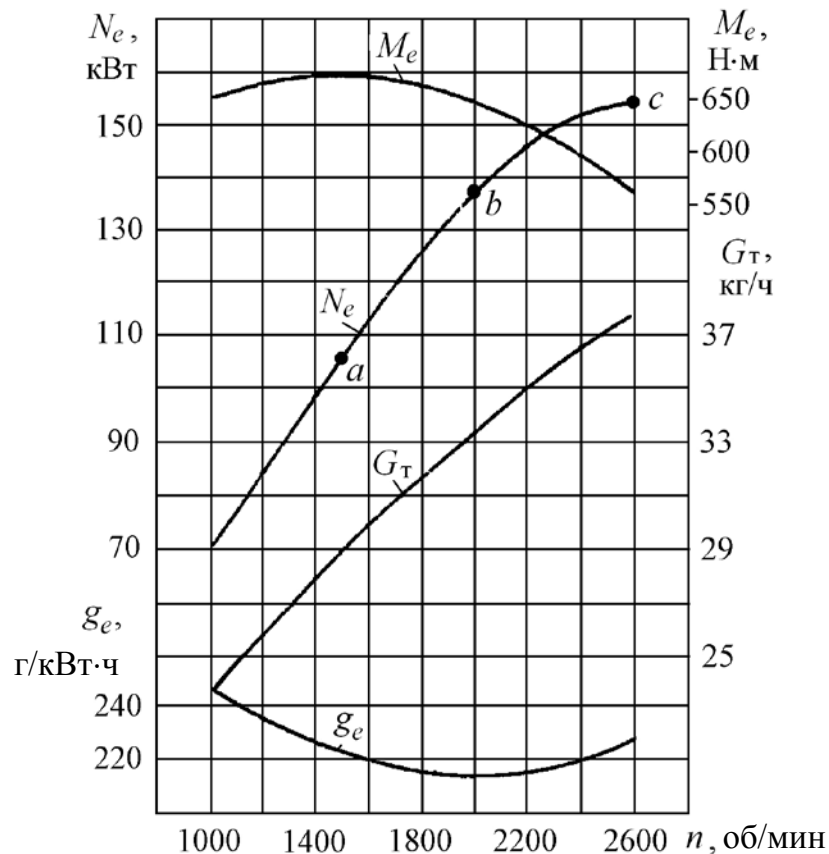


Рис. 2.9. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Скоростная характеристика, полученная при полной нагрузке, то есть при полностью открытой дроссельной заслонке (бензиновые двигатели) или при положении рейки топливного насоса высокого давления, соответствующем полной подаче топлива (дизельные двигатели), называется *внешней*. Она показывает, какие наибольшие эффективные мощности и крутящие моменты можно получить от данного двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала и минимальных удельных расходах топлива.

Скоростные характеристики, полученные при неполном открытии дроссельной заслонки или положении рейки топливного насоса, соот-

ветствующем частичной подаче топлива, называются частичными (80, 60, 50% и т. д.). Эти характеристики используются для установления влияния на работу двигателя таких факторов, как состав смеси, угол опережения зажигания, частота вращения и т. д., что позволяет находить пути улучшения его технических и экономических показателей.

Построение внешней скоростной характеристики. Внешняя скоростная характеристика двигателя с некоторым приближением может быть построена по эмпирическим формулам.

Мощность двигателя определяется по формуле

$$N_e = N_{en} \left(A \frac{n}{n_{en}} + B \frac{n^2}{n_{en}^2} - \frac{n^3}{n_{en}^3} \right), \quad (2.10)$$

где N_{en} – номинальная мощность двигателя, кВт; n – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; n_{en} – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности, об/мин; A и B – постоянные коэффициенты, принимаются по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения постоянных коэффициентов скоростной характеристики

Тип двигателя	A	B	A_0	B_0	C_0
Бензиновый	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8
Дизельный с непосредственным впрыском	0,87	1,13	1,55	1,55	1,0

Удельный эффективный расход топлива определяется по формуле

$$g_e = g_{en} \left(A_0 - B_0 \frac{n}{n_{en}} + C_0 \frac{n^2}{n_{en}^2} \right), \quad (2.11)$$

где g_{en} – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности, г/(кВт·ч), A_0 , B_0 и C_0 – постоянные коэффициенты, принимаются по табл. 2.1.

Часовой расход топлива G_T и крутящий момент двигателя M_e определяются по следующим формулам:

$$G_T = \frac{g_e N_e}{1000}; \quad (2.12)$$

$$M_e = 9,55 \frac{N_e}{n}. \quad (2.13)$$

Скоростная характеристика двигателя строится не менее чем для семи различных значений частоты вращения коленчатого вала двига-

теля n в следующем диапазоне: дизельные двигатели – $n = (0,5-1,0)n_{en}$, бензиновые – $n = (0,4-1,0)n_{en}$.

Скоростные характеристики показывают, что двигатели могут работать в очень широких диапазонах частот вращения коленчатого вала двигателя. Однако на высоких скоростных режимах резко снижаются эффективная мощность и крутящий момент, которые обращаются в нуль при частоте вращения, называемой разносной. На кривых скоростной характеристики можно отметить ряд характерных точек (рис. 2.9).

На малых частотах вращения среднее эффективное давление невелико вследствие медленного протекания процесса сгорания топлива и большой теплоотдачи в окружающую среду. Поэтому и мощность двигателя на малых частотах также невелика. По мере увеличения частоты вращения (до точки a) среднее эффективное давление возрастает, так как улучшаются условия сгорания топлива, и кривая мощности более круто поднимается вверх.

Точка a на кривой мощности соответствует максимальному крутящему моменту и минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала под нагрузкой. В дальнейшем, по мере увеличения частоты вращения, рост мощности несколько замедляется за счет уменьшения среднего эффективного давления, ухудшения наполнения цилиндров и увеличения механических потерь.

При некоторой частоте вращения (точка c), называемой номинальной, мощность достигает максимума, а затем может наблюдаться даже ее падение. Это происходит потому, что уменьшение среднего эффективного давления оказывает большее влияние на падение мощности, чем увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Двигатель наиболее экономичен по расходу топлива при частоте вращения, соответствующей точке b . Удельный расход топлива на малых частотах вращения вала увеличивается вследствие замедленного протекания процесса сгорания и больших тепловых потерь через стенки цилиндров. При больших частотах вращения удельный расход топлива возрастает из-за резкого увеличения механических и насосных потерь.

По скоростной характеристике можно определить коэффициент приспособляемости

$$K = \frac{M_{\max}}{M_{en}}, \quad (2.14)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент; M_{en} – крутящий момент при номинальной мощности.

Данный коэффициент оценивает приспособляемость двигателя к

изменению внешней нагрузки и характеризует его способность преодолевать кратковременные перегрузки (без перехода на низшую передачу коробки передач). Средние значения коэффициента приспособляемости для карбюраторных двигателей составляют $K = 1,15-1,35$, а для дизельных – $K = 1,05-1,15$.

2.4. Рабочие процессы четырехтактных и двухтактных двигателей внутреннего сгорания

Принцип действия четырехтактного карбюраторного двигателя (рис. 2.10, а). Рабочий цикл в четырехтактном одноцилиндровом карбюраторном двигателе осуществляется следующим образом.

Первый такт – впуск (рис. 2.10, а). Во время такта впуска впускной клапан 9 открыт, а поршень 3 перемещается от ВМТ к НМТ и увеличивает объем надпоршневого пространства в цилиндре 1. Вследствие увеличения объема над поршнем в цилиндре образуется разрежение. Под действием разрежения цилиндр заполняется горючей смесью (смесь паров топлива и воздуха), поступающей из карбюратора через открытый впускной клапан 9 в течение всего такта. Горючая смесь в цилиндре смешивается с остаточными газами, оставшимися от предыдущего цикла в пространстве сжатия, и образует рабочую смесь.

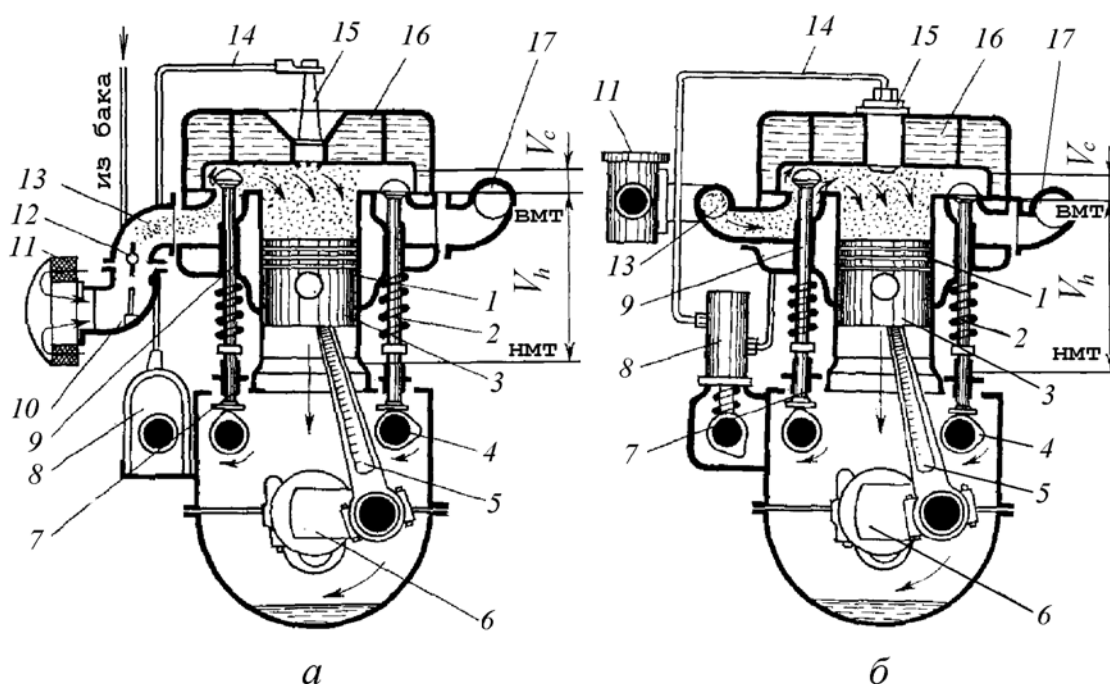


Рис. 2.10. Схемы работы четырехтактных двигателей:

а – карбюраторного двигателя; б – дизельного двигателя; 1 – цилиндр; 2 – выпускной клапан; 3 – поршень; 4 – распределительный вал; 5 – шатун;

6 – коленчатый вал; 7 – толкатель; 8 – магнето (а) или топливный насос (б);
9 – впускной клапан; 10 – карбюратор; 11 – воздухоочиститель;
12 – дроссельная заслонка; 13 – впускной трубопровод;
14 – электропровод высокого напряжения (а) или топливопровод высокого давления (б); 15 – электрическая свеча (а) или форсунка (б);
16 – головка блока цилиндров; 17 – выпускной трубопровод

Второй такт – сжатие. Во время такта сжатия впускной и выпускной клапаны 9 и 2 закрыты, а поршень 3 перемещается от НМТ к ВМТ, сжимая находящуюся в цилиндре рабочую смесь. При сжатии рабочей смеси в цилиндре ее температура и давление повышаются, что создает лучшие условия сгорания смеси. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется от электрической искры свечи зажигания 15.

Третий такт – рабочий ход. Во время такта рабочего хода оба клапана 9 и 2 закрыты. В начале такта при положении поршня 3, близком к ВМТ, сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой от свечи 15, в результате чего температура и давление газов повышаются. Под действием силы давления газов поршень перемещается от ВМТ к НМТ. Поршень 3 передает воспринимаемое им усилие через палец и шатун 5 на шейку коленчатого вала 6, заставляя его вращаться и производить механическую работу.

Четвертый такт – выпуск. Во время такта выпуска выпускной клапан 2 открыт, а поршень 3 перемещается от НМТ к ВМТ, выталкивая в атмосферу отработавшие газы из цилиндра.

Принцип работы четырехтактного дизеля (рис. 2.10, б). *Первый такт – впуск.* При такте впуска впускной клапан 9 открыт, а поршень 3 перемещается от ВМТ к НМТ, и в цилиндр 1 поступает атмосферный воздух. Впуск воздуха происходит так же, как и впуск горючей смеси у карбюраторного двигателя.

Второй такт – сжатие. При такте сжатия впускной и выпускной клапаны 9 и 2 закрыты, а поршень 3 перемещается от НМТ к ВМТ, сжимая находящийся в цилиндре воздух. В конце такта сжатия топливо из топливного насоса 8 по топливопроводу 14 поступает в форсунку 15, из которой в распыленном виде впрыскивается в цилиндр 1. В цилиндре топливо смешивается с нагретым воздухом, имеющим температуру выше температуры самовоспламенения топлива.

Третий такт – рабочий ход. При рабочем ходе клапаны 9 и 2 закрыты. В начале такта при положении поршня 3, близком к ВМТ, топливо, поступившее в мелко распыленном состоянии в цилиндр 1, успевает в течение тысячных долей секунды прогреться, частично

испариться и самовоспламениться. Затем топливо быстро сгорает, в результате чего температура и давление резко повышаются. Под действием силы давления газов поршень 3 перемещается от ВМТ к НМТ и с помощью пальца и шатуна 5 вращает коленчатый вал 6.

Четвертый такт – выпуск. Выпуск отработавших газов происходит так же, как и выпуск газов у карбюраторного двигателя.

Дизельные двигатели по сравнению с бензиновыми имеют более высокую экономичность (расход топлива у дизелей на единицу произведенной работы меньше на 20–25%) и работают на более дешевых сортах топлива, которое к тому же менее опасно в пожарном отношении.

Однако дизельные двигатели характеризуются большими массой, приходящейся на единицу мощности, и первоначальной стоимостью по сравнению с бензиновыми двигателями. У дизелей более трудный пуск при низких температурах.

Принцип работы двухтактного двигателя. Двухтактные двигатели отличаются от четырехтактных тем, что у них наполнение цилиндров горючей смесью или воздухом осуществляется в начале хода сжатия, а очистка цилиндров от отработавших газов в конце хода расширения, то есть процессы впуска и выпуска происходят без самостоятельных ходов поршня. Общим для всех типов двухтактных двигателей является процесс продувки – удаление отработавших газов из цилиндра с помощью потока горючей смеси или воздуха.

У двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой (рис. 2.11) отсутствуют клапаны, их роль выполняет поршень, который при своем перемещении закрывает впускные 2, выпускные 3 и продувочные 4 окна, находящиеся в средней части цилиндра. Через эти окна цилиндр в определенные моменты сообщается с впускным и выпускным трубопроводами и кривошипной камерой 6 (картером), которая герметична и не имеет непосредственного сообщения с атмосферой. Продувочное окно сообщается с ней через канал 5. Рабочий цикл в таком двигателе осуществляется за два такта.

Первый такт – сжатие (рис. 2.11, а). Поршень перемещается от НМТ к ВМТ, перекрывая сначала продувочное 4, а затем выпускное 3 окно. После закрытия поршнем выпускного окна 3 в цилиндре начинается сжатие ранее поступившей в него горючей смеси. Одновременно в кривошипной камере 6 вследствие ее герметичности создается разрежение, под действием которого из карбюратора 7 через открытое впускное окно 2 поступает горючая смесь в кривошипную камеру 6.

Второй такт – рабочий ход. При положении поршня около ВМТ

сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой от свечи 8, в результате чего температура и давление газов резко возрастают. Под действием силы давления газов поршень перемещается к НМТ (рис. 2.11, б), при этом расширяющиеся газы совершают полезную работу. Одновременно опускающийся поршень закрывает впускное окно 2 и сжимает находящуюся в кривошипной камере б горючую смесь.

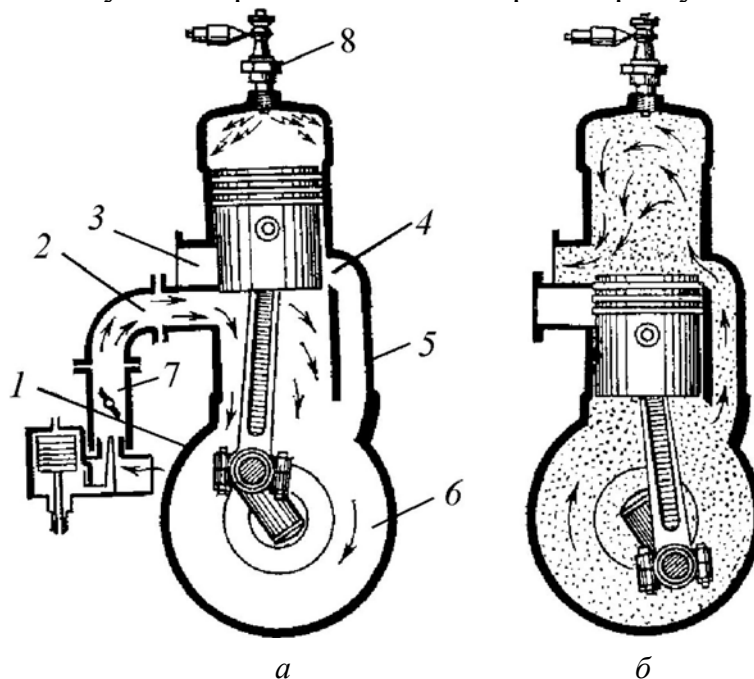


Рис. 2.11. Схема работы двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой:

а – сгорание рабочей смеси и наполнение кривошипной камеры горючей смесью;

б – выпуск отработавших газов и наполнение цилиндра:

1 – картер; 2 – впускное окно; 3 – выпускное окно;

4 – продувочное окно; 5 – соединительный канал картера и цилиндра;

6 – кривошипная камера; 7 – карбюратор; 8 – электрическая свеча

Когда поршень дойдет до выпускного окна 3, оно открывается, и начинается выпуск отработавших газов в атмосферу, давление в цилиндре понижается. При дальнейшем перемещении поршень открывает продувочное окно 4, и сжатая в кривошипной камере горючая смесь перетекает по каналу 5, заполняя цилиндр и осуществляя продувку его от остатков отработавших газов.

Рабочий цикл двухтактного дизельного двигателя отличается от рабочего цикла двухтактного карбюраторного двигателя тем, что у дизеля в цилиндр поступает воздух, а не горючая смесь, и в конце процесса сжатия впрыскивается мелко распыленное топливо.

2.5. Рабочие тела и их свойства. Топлива

В поршневых двигателях внутреннего сгорания рабочее тело состоит из окислителя, топлива и продуктов сгорания. Окислителем служит атмосферный кислород, содержащийся в воздухе (21% по объему). Рабочее тело в процессе работы двигателя претерпевает физические и химические изменения.

Во время такта впуска в цилиндр поступает либо воздух (у дизельных двигателей), либо горючая смесь топлива с воздухом (у бензиновых и газовых двигателей), которые называют свежим зарядом.

В процессе такта сжатия в цилиндре находится смесь свежего заряда с остатками продуктов сгорания – эта смесь называется рабочей. Во время расширения и выпуска рабочим телом являются продукты сгорания топлива (отработавшие газы).

В качестве топлив для поршневых двигателей внутреннего сгорания используются продукты переработки нефти (бензин, дизельное топливо) и газ.

В настоящее время в соответствии с ГОСТ Р 51105–97 выпускаются следующие марки автомобильных бензинов – Нормаль-80 (Н-80), Регуляр-91 (Р-91), Регуляр-92 (Р-92 или АИ-92), Премиум-95 (П-95), Супер-98 (АИ-98). Эти бензины соответствуют европейскому стандарту EN 228.

Важнейшими эксплуатационными показателями качества бензина являются детонационная стойкость и испаряемость. Детонационная стойкость оценивается октановым числом, которое указывается в марке бензина и характеризует его способность противостоять самовоспламенению при сжатии. Октановое число соответствует объемной доле (в %) изооктана в смеси с нормальным гептаном, которая по детонационной стойкости равноценна испытываемому бензину. Существует два метода определения октанового числа: моторный и исследовательский.

Моторный метод заключается в подборе эталонного топлива, которое дает в одноцилиндровом двигателе такую же интенсивность детонации, как и испытываемый бензин. В качестве эталонного топлива принимается смесь углеводородов – гептан (детонационная стойкость равна 0 единиц) и изооктан (детонационная стойкость равна 100 единиц).

Исследовательский метод заключается в количественном определении гептана и изооктана в топливе химическим способом.

Октановое число бензина можно повысить добавлением в него антидетонаторов, самым распространенным из которых был тетраэтил свинец. Поэтому процесс повышения с помощью него октанового числа называют

этилированием, а получаемые в результате бензины – этилированными.

Чтобы обеспечить полное сгорание бензина в двигателе, его в короткий промежуток времени необходимо перевести из жидкого состояния в парообразное и смешать с воздухом в определенном соотношении. На испаряемость бензинов оказывают влияние давление насыщенных паров и фракционный состав. Эти два параметра определяют пусковые свойства бензинов и их склонность к образованию паровых пробок. Физико-химические и эксплуатационные показатели автомобильных бензинов приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Физико-химические и эксплуатационные показатели автомобильных бензинов

Наименование показателя	Значение для марки				
	Нормаль-80	Регуляр-91	Регуляр-92	Премиум-95	Супер-98
Октановое число: по моторному методу	76,0	82,5	83	85	88
по исследовательскому методу	80	91	92	95	98
Концентрация свинца, г/дм ³ , не более	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
Концентрация смол, мг/100 см ³	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
Массовая доля серы, %, не более	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Плотность при 15°С, кг/м ³	700–750	725–780	725–780	725–780	725–780

Дизельное топливо выпускается в соответствии с ГОСТ Р 52568–2005, а в европейских странах – со стандартом EN-590 (EURO-4). Дизельное топливо представляет собой смесь углеводородов керосиновой, газойлевой и соляровой фракций, получаемых в результате перегонки нефти, с температурой кипения 180–360°С и плотностью 0,79–0,86 г/см³.

Важнейшими эксплуатационными показателями качества дизельных топлив являются воспламеняемость, фракционный состав, температуры помутнения и застывания, коксуемость.

Воспламеняемость дизельного топлива оценивается цетановым числом, которое показывает объемное содержание цетана в смеси с α -метилнафталином. Определяется оно подобно октановому числу бензина на одноцилиндровом двигателе. В качестве эталонного топлива используется смесь цетана (самовоспламеняемость 100 единиц) и α -метилнафталина (самовоспламеняемость 0 единиц). Повышение цетанового числа может быть достигнуто добавлением специальных

присадок в топливо – нитратов и перекисей (0,5–3%).

Фракционный состав оказывает влияние на расход топлива, дымность выпуска, легкость пуска двигателя, износ трущихся деталей, нагарообразование и закоксовывание форсунок, пригорание поршневых колец. Влияние фракционного состава топлива на рабочий процесс дизеля во многом зависит от типа смесеобразования в двигателе. Чем выше давление, температура и интенсивность вихревого движения заряда в камере сгорания двигателя, тем меньше сказывается влияние фракционного состава топлива на процессе сгорания. Для быстроходных дизелей требуется топливо более легкого фракционного состава, чем для тихоходных.

Температура помутнения – это температура, при которой меняется фазовый состав топлива, так как наряду с жидкой фазой появляется твердая. При этой температуре топливо в условиях испытания начинает мутнеть, но не теряет текучести. Размеры его кристаллов таковы, что они проходят через элементы фильтров тонкой очистки, образуя на них тонкую парафинистую пленку. Нарушение подачи топлива из-за его помутнения возможно при пуске и прогреве дизеля. Для нормальной эксплуатации двигателя необходимо, чтобы температура помутнения дизельного топлива была ниже температуры окружающего воздуха.

По температуре застывания дизельные топлива классифицируются на летнее (Л, рекомендуемое для эксплуатации при температуре окружающего воздуха $t = 0^{\circ}\text{C}$ и выше), зимнее (З, при $t = -20^{\circ}\text{C}$ и выше) и арктическое (А, при $t = -55^{\circ}\text{C}$ и выше). По содержанию серы дизельные топлива делятся на два вида: I – массовая доля серы не более 0,2%; II – массовая доля серы не более 0,5% (для марки А не более 0,4%).

Температура застывания, при которой топливо полностью теряет подвижность, ниже температуры помутнения на 5–10 $^{\circ}\text{C}$. При понижении температуры парафиновые углеводороды сростаются в агломераты и получаемая кристаллическая структура настолько упрочняется, что топливо теряет текучесть и приобретает студнеобразный вид. Для обеспечения нормальной работы дизельного двигателя необходимо, чтобы температура застывания топлива была на 8–12 $^{\circ}\text{C}$ ниже температуры окружающего воздуха. Для предотвращения застывания топлива марки З в него добавляют специальные добавки (депрессорные присадки), препятствующие срастанию парафиновых углеводородов при понижении температуры.

Коксуемость – это свойство топлива при нагревании без доступа воздуха образовывать углистый осадок – кокс. При сгорании топлива в двигателе образуются нагар на стенках камеры сгорания и впускных клапанах, а также отложения на распылителях и иглах распылителей

форсунок. На стенках камеры сгорания, днищах поршней и выпускных клапанах нагар твердый, темного цвета, а на распылителях и иглах распылителей форсунок он мягкий, смолистый, желтоватого цвета, иногда в виде лаковой светло-коричневой пленки. Отложение нагара на стенках камеры сгорания ухудшает отвод теплоты в систему охлаждения двигателя, а на выпускных клапанах приводит к их закоксовыванию и, следовательно, неправильной посадке тарелки клапана на седло. В результате этого посадочные поверхности клапана и седла обгорают, а в отдельных случаях возможно зависание клапанов.

Физико-химические свойства дизельных топлив приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Физико-химические свойства дизельных топлив

Наименование показателя	Значение для марки		
	Л (летнее)	З (зимнее)	А (арктическое)
Цетановое число	45	45	45
Кинематическая вязкость при 20°C, сСт	3–6	1,8–5	1,5–4
Температура застывания, °С	–10	–35...–45	–55
Температура помутнения, °С	–5	–25...–35	–
Температура вспышки, °С	40	35	30
Концентрация смол, мг/100 см ³	40	30	40
Коксуемость, %	0,2	0,3	0,3
Плотность при 20°C, кг/м ³	860	840	830

В связи с ужесточением экологических требований в дизельном топливе нормируется содержание серы (табл. 2.4), и даже выпускается специальное «безсернистое» топливо (содержание серы до 0,001%). При сгорании сернистого топлива образуются оксиды серы, которые с парами воды образуют сернистую и серную кислоты. Это приводит к кислотным дождям, раздражению дыхательных путей и оказывает угнетающее действие на растения. Сера также пагубно влияет на каталитические нейтрализаторы: соединяясь с платиной, сера сводит ее химическую активность к нулю. Так, например, при содержании серы 0,05% нейтрализатор исправно работает в течение нескольких десятков тысяч километров, а при содержании серы 0,2% нейтрализатор перестает работать уже после 2–3 заправок.

Таблица 2.4

Требования стандартов к дизельному топливу

Наименование стандарта	Параметр			
	Цетановое	Концентра-	Температура	Смазывающая

	число, единиц	ция серы, %	вспышки, °С	способность, мкм
ГОСТ 305-82	не менее 45	не более 0,2	не ниже 40	–
EN-590 (EURO-4)	не менее 51	не более 0,005	не ниже 55	не более 460

Однако сера обладает хорошими смазывающими способностями, а наиболее ответственные элементы топливной аппаратуры дизельного двигателя смазываются только топливом. Поэтому использование топлива с низким содержанием серы (0,05%) приводит к поломкам топливных насосов высокого давления (отказы проявляются уже через 10 000 км пробега). Для решения этой проблемы к топливам с низким содержанием серы добавляют противоизносные присадки.

Смазывающая способность дизельного топлива измеряется в мкм по диаметру пятна износа тарированного шарика диаметром 6,5 мм, который в определенном режиме трется о специальную пластину, погруженную в топливо. Чем меньше износ, тем меньше диаметр пятна. У топлив с содержанием серы 0,05% и без противоизносных присадок смазывающая способность составляет 670–680 мкм, а в соответствии с нормами EURO-2, EURO-3 и EURO-4 он не должен превышать 460 мкм.

В качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания также может использоваться *природный газ*, выпускаемый по ГОСТ 27578-87. Для сжиженных автомобильных газов установлены следующие марки: ПА (пропан автомобильный) и ПБА (пропан-бутан автомобильный). Марка газа ПБА допускается к применению при температуре окружающего воздуха не ниже -20°C , марка ПА применяется в зимний период в климатических районах, где температура воздуха опускается ниже -20°C .

Сжиженные газы образуют с воздухом взрывоопасные смеси при концентрации паров пропана от 2,1 до 9,5%, изобутана от 1,8 до 8,4%, нормального бутана от 1,5 до 8,5% при давлении 98 066 Па (1 атм) и температуре 15–20°C. Пары сжиженного газа обладают большей плотностью, чем плотность воздуха, и могут скапливаться в низких и непроветриваемых местах. Поэтому в производственных помещениях для контроля взрывоопасных концентраций сжиженных газов используют специальные сигнализаторы. Физико-химические показатели автомобильных газов приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Физико-химические показатели автомобильных газов

Наименование показателя	Значение для марки	
	ПА	ПБА
Массовая доля пропана, %	85±10	50±10
Давление насыщенных паров, избыточное, МПа, при температуре		

+45°С, не более	–	1,6
–20°С, не менее	–	0,07
–35°С, не менее	0,07	–
Массовая доля серы, %, не более	0,01	0,01

Так как мировые запасы нефти иссякают и являются невозобновляемыми, и при сгорании нефтепродуктов выделяются токсичные и канцерогенные вещества, в последние годы ведутся поиски альтернативных, экологически чистых видов топлив. В соответствии с директивой Евросоюза 2003/30/ЕС в странах европейского сообщества должен произойти перевод бензиновых двигателей на биотопливо (этанол – этиловый спирт, октановое число которого по исследовательскому методу достигает 106–125 единиц). В настоящее время этанол используют как высокооктановую добавку: если к бензину АИ-92 добавить 10% этанола, то получается топливо, эквивалентное бензину АИ-95. В Европе используется топливо Е85, состоящее на 85% из этилового спирта и на 15% из бензина (бензин облегчает пуск непрогретого двигателя), а также биотопливо Е100 (100%-ный этиловый спирт) с октановым числом 106. Биотопливо можно получать из отходов лесозаготовок, зерна и т. д.

В качестве альтернативы дизельному топливу возможно использование диметилового эфира, получаемого из метана, и дизельных биотоплив, получаемых из масленичных культур (рапс, подсолнечник и т. п.). Синтетическое дизельное топливо получают также из отходов деревообработки, например, путем химической переработки опилок.

На Минском моторном заводе разработан дизельный двигатель Д-245.12, работающий на диметиловом эфире. Испытания двигателя показали, что в выбросе в 3–4 раза снижается содержание окислов азота во всех режимах при бездымной работе двигателя, сохраняется, а в некоторых режимах улучшается на 5% экономичность дизеля, повышается его эффективный КПД.

Ведутся работы по использованию в качестве топлива водорода. Преимуществами такого топлива являются: абсолютно чистый выхлоп (только пары воды), удельная теплота сгорания в три раза выше, чем у бензина. Ресурсы сырья для получения водорода безграничны.

Однако водороду как топливу присущ и ряд недостатков: высокая взрывоопасность, при работе на водороде резко снижается ресурс двигателя, высокая стоимость водородной топливной аппаратуры. Эти недостатки сдерживают широкое использование двигателей, работающих на водороде и водородно-бензиновой смеси.

В более далекой перспективе приемлемым вариантом использования энергии водорода, возможно, станут водородные топливные элементы, которые в результате химической реакции выделяют электрическую энергию, а трансмиссия транспортного средства в этом случае используется электрическая. Уже сейчас фирма Mercedes-Benz проводит опытную эксплуатацию двух автобусов на водородных топливных элементах. Однако из-за очень высокой стоимости этих элементов они не получили широкого распространения и применяются только на опытных образцах техники.

2.6. Токсичность продуктов сгорания

Источники загрязнения. В выбросах в атмосферу загрязняющих веществ всеми техногенными источниками доля автотранспорта достигает в среднем 43%, парниковых газов – 10%, в массе промышленных отходов – 2%, в сбросах вредных веществ со сточными водами – 3%, в потреблении азоноразрушающих веществ – 5%. Функционирование автотракторных средств вызывает загрязнение воздуха до 95%. В крупных городах загрязнение воздушного бассейна является причиной высокой заболеваемости, низкой продолжительности жизни и деградации окружающей среды. Так, например, прямой ежегодный ущерб от работы автотранспортного комплекса России составляет свыше 4 млрд. долларов США.

На тракторах и автомобилях источники загрязнения следующие: топливо, испаряющееся из топливного бака (источник углеводородов); картерные газы (пары масла и отработавших газов); продукты сгорания (газообразные вещества и твердые частицы).

Основным источником загрязнения окружающей среды являются отработавшие газы, так как в цилиндрах двигателя сгорание топлива никогда не бывает полным. Неопасными компонентами, присутствующими в выхлопе, являются кислород, азот и водяные пары. Углекислый газ, который образуется при горении топлива, – это нетоксичный компонент. Наибольшую опасность представляют токсичные компоненты – окись углерода (угарный газ), ароматические углеводороды, оксиды азота, твердые частицы (зола, сажа и сульфаты), содержание которых в выхлопе нормируется (табл. 2.6).

Таблица 2.6

**Требования стандартов
к содержанию токсичных компонентов в выхлопе двигателя**

Стандарт	Год принятия стандарта	Токсичные компоненты	
		Оксиды азота (NO _x)	Твердые частицы (PM)

EURO 1	1992	9,0	0,4
EURO 2	1995	7,0	0,15
EURO 3	2000	5,0	0,1
EURO 4	2005	3,5	0,02
EURO 5	2008	2,0	0,02

Свинец и его соединения являются сильно токсичными веществами, поражающими нервную систему. Поэтому выпуск этилированных бензинов прекращен, а использование тетраэтилсвинца в качестве добавки для повышения октанового числа бензина запрещено.

Образование токсичных компонентов. Окись углерода является результатом неполного сгорания топлива при недостатке кислорода. Источники появления углеводородов – испарения топлива из топливных баков и выброс несгоревшего топлива. Оксид азота появляется в результате взаимодействия азота с кислородом при высокой температуре (свыше 1800°С) в цилиндрах двигателя. При выхлопе газов оксид азота в атмосфере вновь соединяется с кислородом, образуя двуокись азота. Оксиды азота и углеводороды под воздействием ультрафиолетового излучения солнца превращаются в озон. Остатки сгоревшей серы смешиваются в атмосфере с водяными парами, образуя серную кислоту. Твердые частицы представляют собой частицы твердого углерода, которые смешиваются с некоторыми примесями, находящимися в топливе, и являются концентраторами канцерогенных веществ.

Действие токсичных компонентов. Токсичные компоненты либо непосредственно воздействуют на живые организмы, либо участвуют в образовании других токсичных компонентов. Углекислый газ, попадая в атмосферу, способствует возникновению «парникового эффекта», что вызывает повышение средней температуры на планете. Окись углерода (угарный газ) препятствует насыщению крови живых организмов кислородом, что может привести к смерти от удушья.

Оксиды азота и углеводороды вызывают раздражение дыхательных путей. Несгоревшие углеводороды, также связанные с частицами углерода, являются канцерогенными веществами для дыхательной системы живых организмов.

Ароматические углеводороды и бензол (испарения топлива) вызывают повреждение живых тканей. Озон является мощным окислителем, приводит к респираторным заболеваниям, а также ослабляет растения, разрушая их внешнюю защиту, что делает их чувствительными к внешним воздействиям. Серная кислота выпадает в виде кислотных дождей и повреждает растения, ослабленные озоном.

Мероприятия по снижению загрязнения окружающей среды.

Основными из них являются:

1. Рециркуляция картерных газов. Картерные газы смешиваются с воздухом во впускном коллекторе, сгорают в камере сгорания и удаляются с отработавшими газами.

2. Использование каталитических нейтрализаторов. Они устанавливаются на выходе выпускного коллектора и уменьшают количество выбрасываемых канцерогенных веществ за счет использования внутри катализатора благородных металлов (платина, родий, рутений, палладий и др.), которые при высокой температуре (600–800°C) дожигают вредные компоненты выхлопа.

3. Использование рециркуляции отработавших газов, когда часть отработавших газов вновь направляется в цилиндры двигателя. При этом снижается количество оксида азота в выхлопе.

4. Совершенствование конструкции двигателя. К мероприятиям относятся: уменьшение массы двигателя за счет применения прогрессивных материалов и технологий сборки; уменьшение трения между трущимися поверхностями и потерь мощности на трение; совершенствование систем зажигания, впрыска топлива и работы двигателя; установка сажевых фильтров и устройств, улавливающих испарения из топливного бака; установка систем снижения токсичности отработавших газов.

5. Государственный контроль производителей автомобилей и тракторов за внедрением технологий, позволяющих снизить загрязнение окружающей среды.

6. Введение налоговых льгот предприятиям, эксплуатирующим технику, отвечающую современным экологическим нормам.

2.7. Кривошипно-шатунный механизм (КШМ)

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) служит для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала.

КШМ состоит из *неподвижных* и *подвижных* деталей. Группу неподвижных деталей составляют блок цилиндров, головки цилиндров, гильзы, вкладыши, крышки коренных подшипников.

В группу подвижных деталей входят поршни, поршневые кольца, поршневые пальцы, шатуны, коленчатый вал с маховиком.

2.7.1. Неподвижные детали КШМ. ***Блок цилиндров*** является базовой деталью (остовом) двигателя (рис. 2.12). На нем устанавли-

ваются все основные механизмы и системы двигателя.

В автотракторных многоцилиндровых двигателях с жидкостным охлаждением все цилиндры выполняются в виде общей отливки, которая и называется блоком цилиндров. Такая конструкция обладает наиболее высокой жесткостью и хорошей технологичностью. С отдельными цилиндрами в настоящее время выполняются только двигатели воздушного охлаждения.

§ 5. Механизмы управления автомобилями и тракторами

5.1. Органы управления

Органы управления трактором и автомобилем делятся на три группы: управление двигателем, управление трансмиссией и управление технологическим оборудованием.

Вариант расположения органов управления гусеничного трелевочного трактора приведен на рис. 2.116.

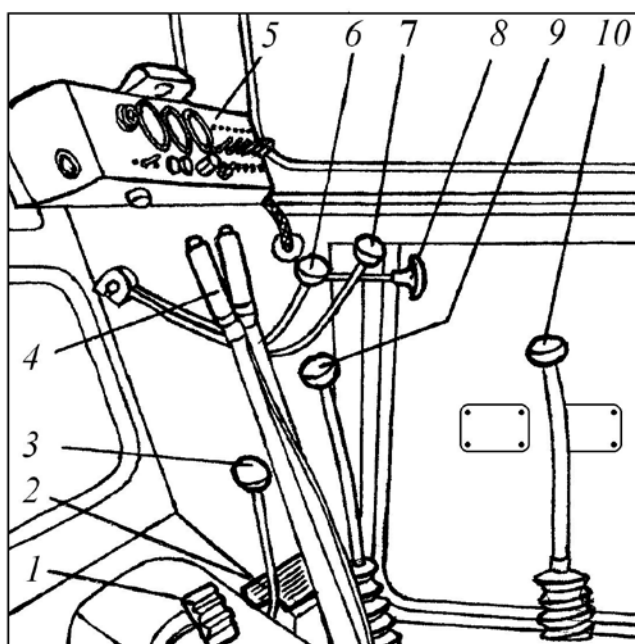


Рис. 2.116. Схема расположения органов управления гусеничного трактора:

- 1 – педаль управления муфтой сцепления;
- 2 – педаль; 3 – рычаг управления ручной подачи топлива;
- 4 – рычаги управления бортовыми фрикционами;
- 5 – панель приборов; 6, 7 – рычаги управления гидросистемой трактора; 8 – рукоятка жалюзи радиатора;
- 9 – рычаг включения привода на лебедку и ВОМ;
- 10 – рычаг переключения передач

Педаль 1 управления сцеплением предназначена для выключения сцепления при трогании и остановке трактора и при переключениях передач. Педаль управления подачей топлива 2 (педаль «газ») расположена в передней части кабины на полу. Рычаг 3 ручного управления подачей топлива взаимодействует с педалью 2 и применяется при необходимости установить нужный режим работы двига-

теля на длительное время (например, при работе технологического оборудования).

Правый и левый рычаги 4 управления бортовыми фрикционными используются для осуществления поворота трактора. Для поворота трактора в требуемую сторону водитель должен потянуть соответствующий рычаг на себя. При этом вначале выключается бортовой фрикцион, и трактор начинает плавно поворачивать. При дальнейшем перемещении рычага назад происходит торможение ведущего барабана и трактор круто разворачивается.

На щитке приборов 5 расположены контрольно-измерительные приборы (счетчик моточасов, указатель уровня топлива, амперметр, указатели температуры охлаждающей жидкости и давления масла в смазочной системе, контрольные лампы недопустимых режимов работы двигателя и гидравлической системы, сигнальная лампа включения «массы», кнопочный выключатель звукового сигнала) и переключатели управления электрооборудованием (головной свет, габаритные огни, освещение салона и рабочей зоны и т. п.).

Рычаг 6 привода золотника гидрораспределителя используется для управления погрузочным устройством, а рычаг 7 – для управления толкателем. Рукоятка 8 предназначена для открытия жалюзи радиатора с целью изменения воздушного потока, обдувающего радиатор системы охлаждения. Включение привода на лебедку и ВОМ производится с помощью рычага 9, который имеет три фиксированных положения: нейтральное – лебедка и ВОМ отключены; включение привода для наматывания каната лебедки; включение привода для разматывания каната лебедки. Рычаг 10 служит для переключения передач КП.

Схема расположения органов управления погрузочно-транспортной машины «Беларус» МЛПТ-354 (передний пост управления) приведена на рис. 2.117.

Клавишами 1, 2 и 3 производится включение фар освещения рабочего пространства, клавиша 4 обеспечивает включение вентиляции и отопления салона, клавиши 5 и 6 включают соответственно стеклоочиститель и задние рабочие фары. Так как пост управления реверсивный, рулевое колесо 7 имеет возможность откидываться вперед при помощи рукоятки 8, а фиксация наклона рулевой колонки производится рукояткой 15. Рычаг 9 переключает передачи КП, а для включения пониженного ряда трансмиссии служит рычаг 10. Рычагом 11 производится ручное управление подачей топлива.

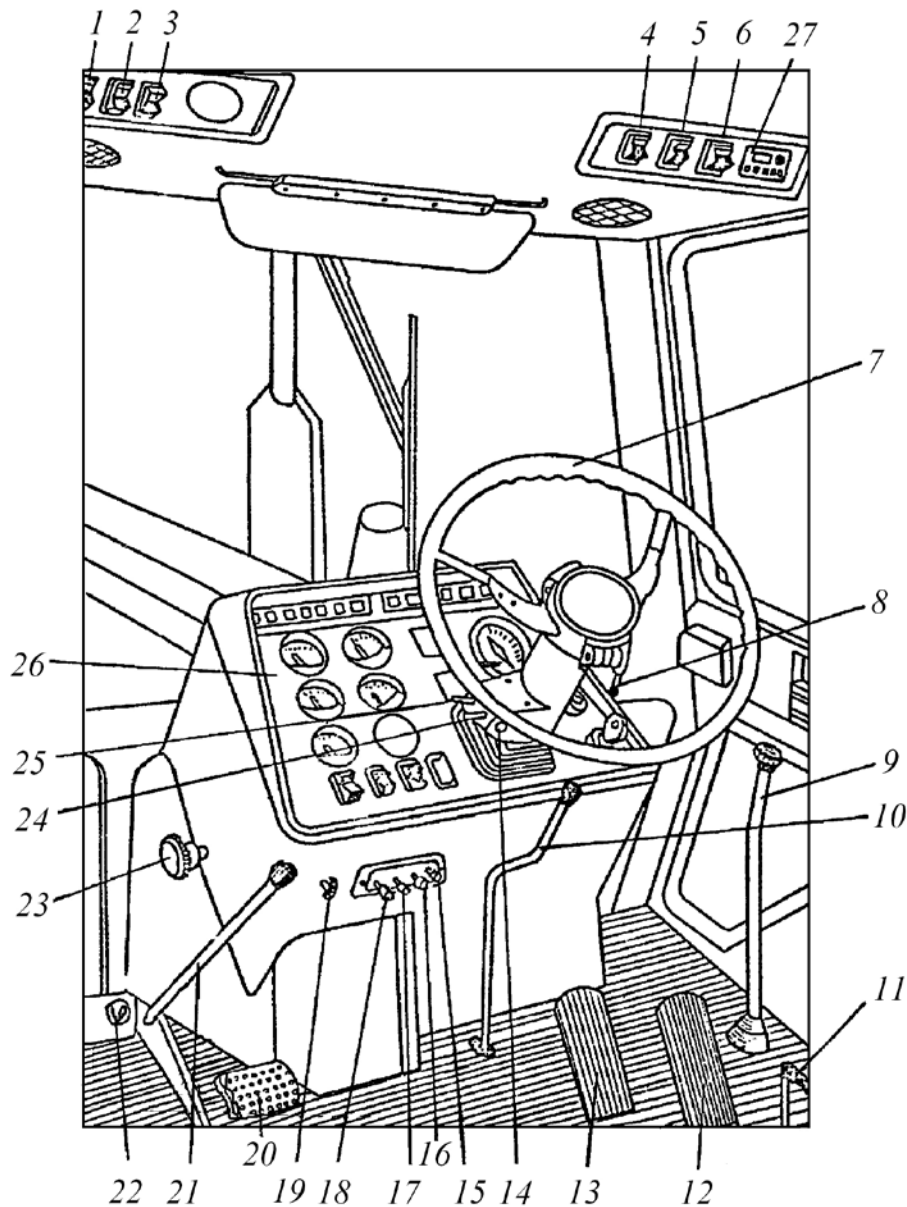


Рис. 2.117. Схема расположения органов управления колесной погрузочно-транспортной машины:

1, 2, 3 – клавиши включения фар и вентилятора освежителя воздуха;
 4 – клавиша включения отопления салона; 5, 6 – клавиши включения стеклоочистителя и задних фар; 7 – рулевое колесо; 8 – рукоятка регулировки положения рулевого колеса; 9 – рычаг переключения передач; 10 – рычаг понижающего редуктора; 11 – рычаг ручного управления подачи топлива; 12 – педаль подачи топлива; 13 – педаль тормоза; 14 – кнопка звукового сигнала; 15 – фиксатор рулевой колонки; 16 – переключатель аварийной остановки двигателя; 17, 18, 19 – клавиши включения блокировки межколесных дифференциалов; 20 – педаль муфты сцепления; 21 – рычаг; 22 – кнопка включения «массы» аккумуляторных батарей; 23 – маховичок шторки радиатора; 24 – переключатель ближнего/дальнего света; 25 – переключатель указателей поворота; 26 – панель контрольно-измерительных приборов; 27 – таймер предпускового подогревателя

Для изменения режимов работы двигателя служит педаль подачи топлива 12, для замедления движения и остановки машины – педаль тормоза 13. Включение звукового сигнала осуществляется кнопкой 14. Для аварийной остановки двигателя служит рукоятка 16. Блокировка межколесных дифференциалов для повышения проходимости машины в тяжелых дорожных условиях производится при помощи рукояток 17, 18 и 19.

Выключение муфты сцепления производится при помощи педали 20, а включение «массы» аккумуляторных батарей – выключателем 22. Рычаг 21 служит для пуска двигателя. Маховичок 23 управляет шторкой радиатора системы охлаждения двигателя. Переключатель 24 отвечает за включение ближнего и дальнего света. Указатели поворотов включаются переключателем 25. Контрольно-измерительные приборы размещены на переднем щитке 26. Для предпусковой подготовки двигателя используется подогреватель Webasto, таймер 27 которого расположен на верхнем щитке приборов.

Отличительной особенностью управления такими машинами является наличие реверсивного поста управления. Для работы с технологическим оборудованием необходимо развернуть сиденье оператора на 180°, так как соответствующие органы управления расположены на заднем посту управления.

Другой вариант расположения органов управления многооперационной лесозаготовительной машиной, в частности, харвестером Valmet-911, приведен на рис. 2.118.

Главной отличительной особенностью является то, что управление движением машины и работой технологического оборудования осуществляется при помощи многофункциональных рычагов управления 1 и 8. Многочисленные функции этих рычагов и расположенных на них переключателей зависят от режима работы машины. Например, в режиме работы технологического оборудования правым рычагом 8 производится управление манипулятором. Отклонением рычага 8 вперед или назад осуществляют опускание или подъем стрелы манипулятора соответственно. Поворот этого рычага вправо или влево вызывает вращение харвестерной головки по или против часовой стрелки. В режиме движения машины отклонение рычага 8 вправо или влево обеспечивает поворот машины путем складывания полурам в горизонтальной плоскости.

В свою очередь, левым рычагом управления 1 осуществляется управление манипулятором: выдвигание телескопического звена рукояти, поворот кабины. При удержании переключателя на рыча-

ге *l* и отклонением его в стороны производится наклоны кабины вперед-назад и вправо-влево. Так как функции рычагов достаточно многочисленные, информация об их рабочих функциях приведена в виде пиктограмм на высокопрочном лобовом стекле большой площади.



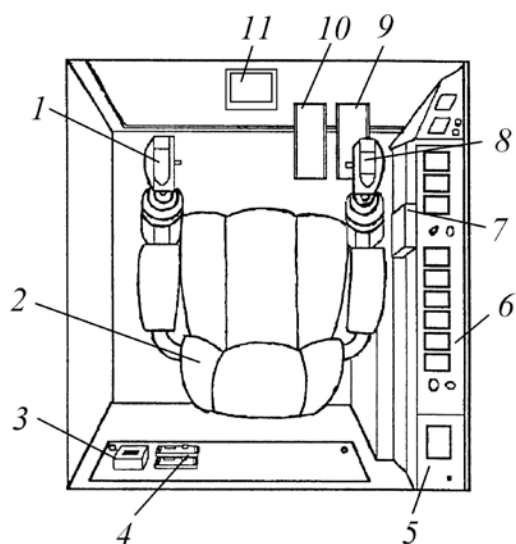
a



б



в



г

Рис. 2.118. Органы управления харвестера Valmet-911:
a – общий вид со стороны двери; *б* – общий вид со стороны оператора (на сиденье лежит клавиатура); *в* – показания бортового компьютера (режим движения); *г* – схема расположения органов управления в кабине (вид сверху): *1* и *8* – левый и правый джойстиковые рычаги управления; *2* – сиденье оператора; *3* – бортовой принтер; *4* – дисковод; *5* – блок управления пуска; *6* – щиток приборов; *7* – переключатель; *9, 10* – педали газа и тормоза; *11* – монитор бортового компьютера

От степени отклонения рычагов управления зависят скорости движения исполнительных механизмов. Чем больше отклонен рычаг

от нулевого положения, тем выше скорость движения исполнительного звена. Такое управление называется электрогидравлическим пропорциональным.

Педали газа 9 в режиме движения управляет подачей поступающего в двигатель топлива, в режиме работы технологического оборудования данная педаль управляет расходом масла в гидростате гидравлической трансмиссии.

Остановка машины производится при помощи педали тормоза 10. На приборном щитке 6 расположены основные контрольно-измерительные приборы, переключатели рабочих фар освещения, тахометр, переключатели стояночного тормоза и режимов работы трансмиссии, кнопка аварийного выключения двигателя и всех систем машины, замок зажигания, лампы сигнализации аварийных режимов двигателя и других систем машины.

Основная информация о работе систем машины выводится на цветной жидкокристаллический монитор 11 бортового компьютера. Так как в процессе работы бортовой компьютер машины запоминает

информацию об объемах заготовки, ее можно вывести на бумагу при помощи бортового принтера 3 или сохранить на дискету. Блок управления 5 предпусковой подготовкой двигателя при помощи отопителя-подогревателя Webasto расположен на заднем приборном щитке.

Расположение органов управления лесовозного автомобиля приведено на рис. 2.119.

Подача топлива в двигатель осуществляется как при помощи педали газа 1, так и при помощи рукоятки ручной подачи топлива. Замедление скорости движения и полная остановка автопоезда производится педалью тормоза 2, для выключения сцепления используется подвесная педаль 4, а для управления моторным тормозом служит кнопка 3. Колонка рулевого колеса 6 для достижения удобной позы во-

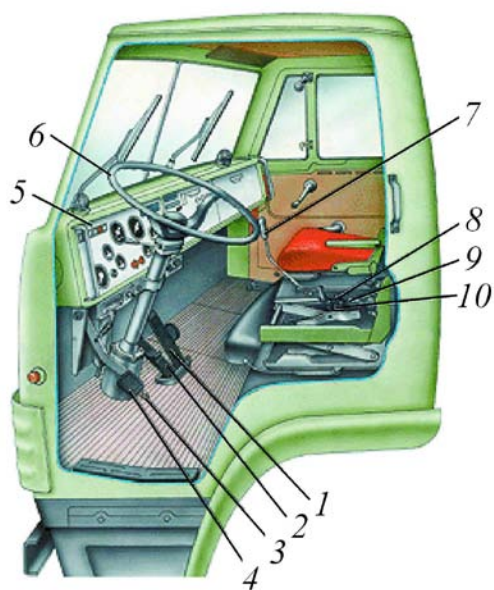


Рис. 2.119. Расположение органов управления автомобиля: 1 – педаль подачи топлива; 2 – педаль тормоза; 3 – кнопка моторного тормоза; 4 – педаль муфты сцепления; 5 – приборный щиток; 6 – рулевое колесо; 7 – рычаг переключения передач; 8 – рычаг стояночного тормоза; 9 – рычаг остановки двигателя; 10 – рычаг включения лебедки

дителя во время работы является регулируемой. В рукоятку рычага 7 переключения передач основной КП вмонтирован переключатель управления ступенями дополнительной коробки, который позволяет включать высшую или низшую передачи.

Рычаг 8 позволяет управлять стояночным тормозом, а выключение двигателя производится рычагом 9, рядом с которым находится рычаг включения лебедки. Рычаги 8, 9 и 10 расположены с правой стороны сиденья. Контрольно-измерительные приборы, сигнальные лампы и основные переключатели управления расположены на приборном щитке 5.

5.2. Рулевое управление

Рулевое управление предназначено для изменения направления движения автомобиля или колесного трактора посредством поворота управляемых колес или складывания полурам. К рулевому управлению предъявляются следующие требования: правильная кинематика поворота с обеспечением качения колес по концентрическим окружностям; обеспечение высокой маневренности лесной машины (малые радиусы и высокая скорость прохождения поворотов, минимальные значения ширины габаритной полосы движения в поворотах); высокий КПД рулевого механизма; высокая надежность работы и безотказность; ощущение водителем обратной связи; хорошая курсовая устойчивость лесной машины; точные реакции на управляющее воздействие водителя. Классификационные признаки рулевых управлений приведены на рис. 2.120.



Рис. 2.120. Классификация рулевых управлений

Рулевое управление (рис. 2.121) автомобиля состоит из рулевого механизма (рулевое колесо, рулевой вал, рулевая колонка, рулевой

редуктор) и рулевого привода (рулевая сошка, продольная рулевая тяга, рычаги поворотных цапф, поперечная рулевая тяга).

Рулевой механизм осуществляет передачу усилия от водителя к рулевому приводу и облегчает поворот рулевого колеса за счет увеличения подводимого к управляемым колесам поворачивающего момента. На автомобилях применяются следующие типы рулевых механизмов: «червяк – ролик», «червяк – сектор» и «винт – гайка». На лесовозных автомобилях большой грузоподъемности используются комбинированные рулевые механизмы в виде сочетания «винт – гайка – рейка – сектор».

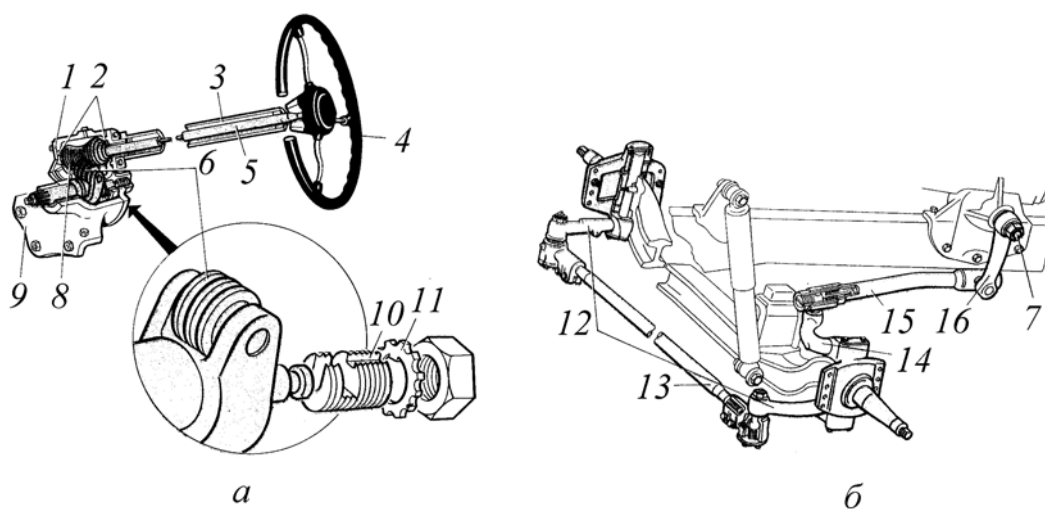


Рис. 2.121. Рулевой механизм (а) и рулевой привод (б):

- 1 – нижняя крышка; 2 – конические подшипники; 3 – рулевая колонка;
 4 – рулевое колесо; 5 – рулевой вал; 6 – ролик; 7 – вал сошки; 8 – червяк;
 9 – корпус; 10 – регулировочный винт; 11 – шайба; 12 – рычаги поворотных цапф; 13 – поперечная тяга; 14 – верхний поворотный рычаг; 15 – продольная тяга; 16 – рулевая сошка

Рулевой механизм типа «червяк – ролик» применяют на некоторых автомобилях и колесных тракторах малого класса, имеющих механическое рулевое управление. Такой рулевой механизм (рис. 2.121, а) состоит из трехгребневого ролика б и глобоидального червяка 8, которые составляют червячную пару с большим передаточным отношением. Для смазки деталей рулевого редуктора используется трансмиссионное масло, которое заливается в корпус рулевого редуктора. Рулевой механизм типа «червяк – сектор» включает червяк, вал сошки и жестко закрепленный на нем зубчатый сектор. Рулевой механизм типа «винт – гайка» применен на универсально-пропашных тракторах и некоторых автомобилях.

Рулевые механизмы должны обеспечивать выполнение следующих условий: усилие на рулевом колесе не должно превышать 30–40 Н при движении машины и 120 Н при повороте на месте; устойчивость машины при движении по прямой; при прямолинейном движении рулевое колесо должно иметь свободный ход (люфт); после поворота (освобождения рулевого колеса) управляемые колеса должны самостоятельно возвращаться в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению.

Рулевой привод (рис. 2.121, б) обеспечивает передачу усилия, необходимого для поворота управляемых колес, и правильную кинематику при движении на повороте без бокового скольжения колес. Для этого необходимо, чтобы все колеса имели общий центр поворота, внутреннее управляемое колесо должно поворачиваться на больший угол, чем внешнее. Выполнение этого требования обеспечивает рулевая трапеция, основаниями которой служат передняя ось машины и поперечная рулевая тяга 13, а боковыми сторонами – рычаги 12 поворотных цапф. Рулевая трапеция соединена с сошкой 16 посредством верхнего поворотного рычага 14 и продольной тяги 15. В наконечниках продольной и поперечной тяг размещены шаровые сочленения. На нижнем конце сошки в коническом отверстии закреплен стержень шарового пальца, сфера которого размещена в продольной рулевой тяге 15.

Рулевые приводы на современных автомобилях могут быть с одной поперечной и одной продольной тягами, с двумя поперечными и двумя продольными тягами.

При повороте колесной машины возникает поворачивающая сила, которая определяется по формуле

$$P_n = \frac{M_p + P_{кр} l_{кр} \sin \gamma + M_{р.м}}{i \cos \alpha} + Y_n \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.71)$$

где M_p – суммарный момент сил трения и реакций почвы на колесо; $P_{кр}$ – сопротивление на крюке; $l_{кр}$ – расстояние от задней оси до точки приложения крюковой силы; γ – угол, под которым расположена крюковая сила; $M_{р.м}$ – момент рулевого механизма, приложенный к корпусу; i – уклон дороги; α – угол поворота управляемых колес; Y_n – значение реакции грунта.

Силовое передаточное число рулевого управления:

$$i_p = \frac{P_k}{P_p}, \quad (2.72)$$

где P_k – усилие, действующее между управляемыми колесами и дорогой; P_p – усилие, которое водитель прикладывает к рулевому колесу.

Момент, необходимый для поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое, определяется по формуле

$$M_k = \mu_k \frac{G_k^{3/2}}{A p_{ш}^{1/2}}, \quad (2.73)$$

где μ_k – коэффициент трения колеса о дорогу при повороте; G_k – вертикальная нагрузка на управляемые колеса; A – эмпирический коэффициент; $p_{ш}$ – давление воздуха в шинах.

На лесовозных автомобилях большой грузоподъемности даже при больших значениях передаточного числа рулевого управления усилие на рулевом колесе может превышать 120 Н. Сопротивление повороту увеличивается также при установке на машину шин низкого и сверхнизкого давления. Для облегчения условий работы водителя на таких машинах устанавливаются пневматические или гидравлические усилители, которые, кроме облегчения управления, смягчают удары на рулевое колесо со стороны неровностей дороги, сокращают время поворота управляемых колес и обеспечивают прямолинейное движение машины даже при проколе управляемого колеса.

От безотказной работы рулевых усилителей зависит безопасность движения. Поэтому к ним предъявляется ряд требований, основные из которых следующие: обеспечение пропорциональности усилия на рулевом колесе сопротивлению поворота управляемых колес («чувство дороги»), минимальные запаздывания в срабатывании, обеспечение работы рулевого управления в случае выхода из строя гидроусилителя. Усилие на рулевом колесе при повороте управляемых колес при нормальной работе гидроусилителя составляет 20–50 Н.

Гидроусилитель (рис. 2.122, а), как правило, смонтирован в едином агрегате с рулевым механизмом и включает следующие элементы: гидронасос, распределитель, силовой и исполнительный механизм. При повороте рулевого колеса 7 приводится в действие распределитель 4, управляющий потоком рабочей жидкости, идущей в силовой гидроцилиндр 1. При достижении необходимого давления поршень, связанный с управляемыми колесами, поворачивает их. После этого за счет жесткой обратной связи закрывается обратный клапан 12, и поток рабочей жидкости прекращается. Таким образом, рулевое управление с усилителем представляет собой следящую систему с жесткой обратной связью.

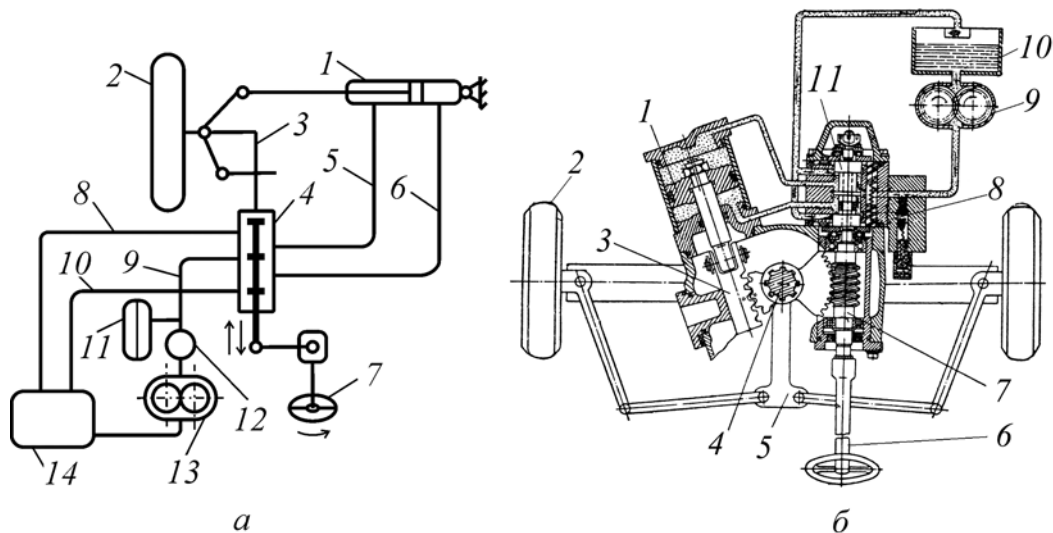


Рис. 2.122. Схема гидравлических усилителей рулевого управления:
а – принципиальная схема; 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – управляемое колесо; 3 – тяга связи колеса с корпусом распределителя (обратная связь); 4 – распределитель; 5, 6 – каналы подвода рабочей жидкости в силовой гидроцилиндр; 7 – рулевое колесо; 8, 10 – каналы слива рабочей жидкости; 9 – нагнетательная магистраль; 11 – гидропневматический аккумулятор; 12 – обратный клапан; 13 – насос; 14 – бак с рабочей жидкостью;
б – схема устройства трактора МТЗ; 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – управляемое колесо; 3 – рейка; 4 – поворотный вал с зубчатыми секторами; 5 – сошка; 6 – рулевое колесо; 7 – червяк; 8 – корпус распределителя; 9 – насос; 10 – бак; 11 – золотник

Диаметр силового цилиндра гидроусилителя можно определить следующим образом:

$$D_{с.ц} = \sqrt{\frac{4V_{с.ц}}{\pi l_{шт}} + d_{шт}^2}, \quad (2.74)$$

где $V_{с.ц}$ – рабочий объем силового цилиндра; $l_{шт}$ – ход штока силового цилиндра; $d_{шт}$ – диаметр штока силового цилиндра.

Поворот тракторов МТЗ «Беларус» осуществляется с использованием системы, встроенной в единый узел (рис. 2.122, *б*).

Поворот шарнирно-сочлененных трелевочных тракторов производится за счет складывания полурам относительно вертикального шарнира при помощи двух силовых гидроцилиндров. В этом случае силовые гидроцилиндры 11 и 12 (рис. 2.123) гидроусилителя рулевого управления выполнены отдельно. Они установлены по одному с каждой стороны и соединены с обеими полурамами. При повороте рулевого колеса 3 масло от золотника гидроусилителя 5 направляется в полости силовых цилиндров, и они поворачивают заднюю

полураму 13 относительно передней. Тяга 9, соединяющая сошку 7 рулевого механизма с задней полурамой, дает ощущение связи водителя с полурамой при повороте трактора.

Клапан 6 расхода обеспечивает подачу постоянного количества масла к распределителю рулевого механизма независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя. В одном корпусе с клапаном расхода находится предохранительный клапан 8, предназначенный для предохранения системы от разрушений при чрезмерном увеличении давления.

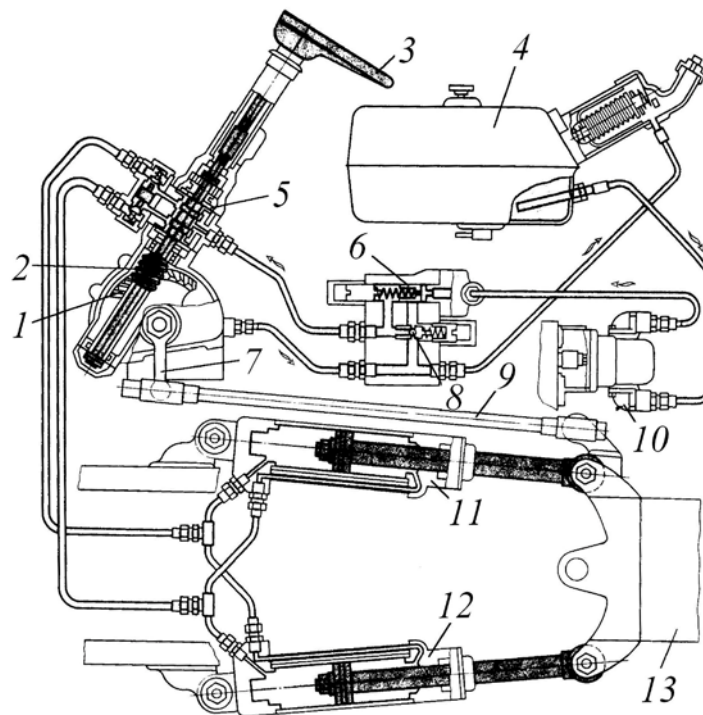


Рис. 2.123. Схема рулевого управления шарнирно-сочлененного трактора:

1 – зубчатый сектор; 2 – червяк; 3 – рулевое колесо; 4 – бак; 5 – гидроусилитель; 6 – клапан постоянного расхода; 7 – сошка; 8 – предохранитель; 9 – тяга обратной связи; 10 – масляный насос; 11 и 12 – силовые гидроцилиндры; 13 – задняя полурама

Для обеспечения минимального износа шин и элементов ходовой части, а также для облегчения работы водителя управляемые колеса устанавливаются определенным образом по отношению к продольной оси симметрии автомобиля и к вертикальной оси симметрии самого колеса. Они имеют развал в вертикальной плоскости (рис. 2.124, а) и схождение в горизонтальной (рис. 2.124, б), а шкворни поворотных

цапф (оси передних колес) – наклон в продольной и поперечной плоскостях (рис. 2.124, *в, а*). Такая установка управляемых колес позволяет обеспечить их стабилизацию, способность сохранять нейтральное положений при прямолинейном движении и самостоятельно возвращаться в это нейтральное положение в случае отклонения от него.

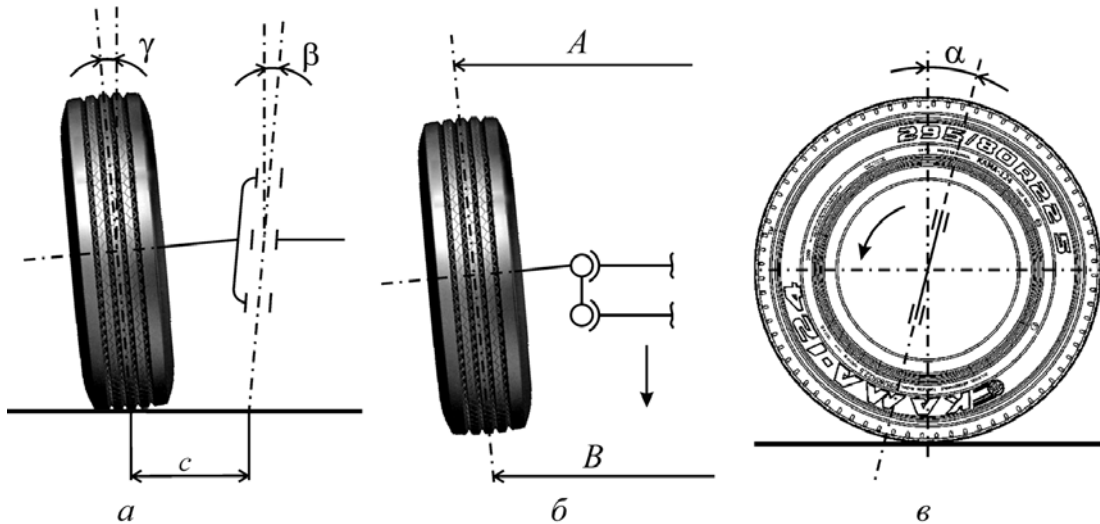


Рис. 2.124. Схема установки управляемых колес:
а – развал колес (вид спереди); *б* – схождение колес (вид сверху);
в – продольный наклон шкворней (вид сбоку)

Поворотные цапфы устанавливаются таким образом, чтобы колеса имели развал (рис. 2.124, *а*), расстояние между колесами в верхней части было больше, чем в нижней. Угол развала колес у автомобилей $\gamma = 0-2^\circ$, а у колесных тракторов $\gamma = 0-4^\circ$. Развал обеспечивает правильное положение беговой поверхности шин даже при наличии люфта в шарнирных соединениях привода, при этом снижаются нагрузки на ступицы. Однако при прямолинейном движении наклоненного колеса в зоне контакта шины с дорогой возникают дополнительные силы и моменты, увеличивающие сопротивление качению и скорость изнашивания шин. На рис. 2.124, *а* параметр *с* является плечом обкатки (плечом поворота).

Схождение колес (рис. 2.124, *б*) частично компенсирует отрицательные следствия развала. Оно характеризуется разностью расстояний между внутренними боковинами шин на уровне оси. Спереди это расстояние меньше, чем сзади ($A - B = 1,5-10$ мм). Схождение устраняет разворот наклонно катящегося колеса и его поперечное проскальзывание.

Угол поперечного наклона шкворней поворотных цапф β (рис. 2.124, *а*) составляет $4-8^\circ$. При этом верхний конец шкворня

располагается ближе к середине машины, а нижний, наоборот, дальше. Выход колес из нейтрального положения при повороте сопровождается подъемом передней части машины, который тем больше, чем больше угол поперечного наклона шкворней.

Работа, затрачиваемая на подъем переднего моста, используется для самостоятельного возвращения колес в нейтральное положение после поворота. Следовательно, увеличение угла поперечного наклона шкворня способствует стабилизации управляемых колес. Однако при этом повышается сопротивление повороту и затрудняется управление автомобилем. При поперечном наклоне шкворней и развале колес уменьшаются плечо обкатки и поворачивающий момент. Это благоприятно сказывается на управляемости машины и устойчивости движения при снижении усилия, необходимого для поворота машины.

Продольный наклон шкворней (рис. 2.124, в) достигается установкой передней оси с небольшим наклоном ($\alpha = 0-3,5^\circ$), нижний конец оси расположен впереди верхнего (положительный наклон). Отклонению колеса от нейтрального положения препятствует момент, создаваемый боковыми реакциями грунта относительно оси шкворня. Вследствие продольного наклона шкворня и боковой упругости шин возникает стабилизирующий момент, создаваемый этими реакциями.

5.3. Тормозные системы

Предназначены для снижения скорости движения машины вплоть до полной остановки, поддержания постоянной скорости при движении на затяжных спусках и удержания машины на стоянке. В гусеничных машинах и некоторых колесных тракторах тормозные системы также обеспечивают торможение отстающих гусениц или колес при поворотах.

Различают следующие виды тормозных систем (рис. 2.125): рабочую, необходимую для регулирования скорости движения машины и ее плавной остановки; стояночную, которая служит для удержания машины на уклоне; запасную, срабатывающую при отказе рабочей; вспомогательную, используемую для торможения автомобиля на длинных пологих спусках (моторный тормоз, ретардер); аварийную, используется для снижения скорости или остановки прицепа в случае его отрыва.

Тормозной механизм служит для создания искусственного сопротивления движению трактора или автомобиля. Наибольшее распро-

странение получили фрикционные тормоза, принцип действия которых основан на использовании сил трения между неподвижными и вращающимися деталями. В барабанном тормозе силы трения создаются на внутренней, цилиндрической поверхности вращения, в ленточном – на наружной, а в дисковом – на боковых поверхностях вращающегося диска. Колесные тормозные механизмы действуют на ступицу колеса, а трансмиссионные – на один из валов трансмиссии. Колесные тормоза используют в рабочей тормозной системе, трансмиссионные – в стояночной.



Рис. 2.125. Виды тормозных систем

Тормозная система состоит из тормозного механизма и его привода. Классификация тормозных механизмов приведена на рис. 2.126.



Рис. 2.126. Классификация тормозных механизмов

Тормозной привод предназначен для управления тормозными механизмами. По принципу действия тормозные приводы разделяют на механические, пневматические и гидравлические. Как правило, механический привод применяют на всех тормозных механизмах тракторов. Этот привод используют и на стояночных тормозах, которыми оборудованы автомобили и тракторы. На большегрузных лесовозных автомобилях и колесных тракторах больших классов тяги используют пневматический привод тормозных механизмов. Гидравлический привод тормозных механизмов применяют на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

К тормозным системам предъявляются следующие основные требования: создание необходимого тормозного момента и обеспечение стабильности в процессе торможения, плавность торможения, правильное распределение тормозного момента между отдельными тормозными механизмами, сохранение устойчивости при торможении машины, высокая надежность и безотказность, удобство в управлении и обслуживании, обеспечение пропорциональности между усилием на педали тормоза и величиной тормозного момента.

Замедление движения при штатном торможении составляет около $1,5 \text{ м/с}^2$, а при экстренном – $8\text{--}8,5 \text{ м/с}^2$.

Тогда длина тормозного пути может быть определена:

$$S_T = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2j_T^{\max}}, \quad (2.75)$$

где v_1 и v_2 – скорости движения в начале и конце торможения; j_T^{\max} – максимальное замедление.

В случае торможения на горизонтальном участке до полной остановки длина тормозного пути определяется по формуле

$$S_T = 0,16 \frac{k v_1^2}{\varphi}, \quad (2.76)$$

где k – эксплуатационный коэффициент торможения (1,4); φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

Минимальное время торможения:

$$T_T^{\min} = \frac{2S_T}{v_1 + v_2}. \quad (2.77)$$

Колодочные тормозные механизмы. Колодочный тормоз состоит из тормозного барабана 1 с ребрами охлаждения (рис. 2.127), который вращается вместе с колесом 2. Внутри барабана расположены две чугунные колодки 3 с фрикционными накладками 4. Колодки шарнирно установлены на пальцах 5 опорного тормозного диска, неподвижно прикрепленного к фланцу балки заднего моста (задний тормоз) или к фланцу поворотной цапфы (передний тормоз). Тормозной барабан изготавливается из обычного или легированного чугуна. При нажатии на педаль тормоза 8 поворотный кулак 7 (пневматический привод) или поршень колесного тормозного цилиндра (гидравлический привод) раздвигает верхние концы колодок и прижимает фрикционные накладки у внутренней поверхности тормозного барабана. При отпуске педали тормоза пружина 9 сводит колодки в исходное положение и колесо растормаживается.

Тормозной момент равен

$$M_T = P_T r_T, \quad (2.78)$$

где P_T – суммарная тормозная сила на всех тормозных колесах; r_T – радиус тормозного барабана.

Давление колодок на барабан:

$$p_k = \frac{M_T}{2br_T^2 \mu (\pi - 2\beta_1)}, \quad (2.79)$$

где b – ширина обшивки тормозных колодок; μ – коэффициент трения между колодками и барабаном; β_1 – угол между вертикальной осью колеса и началом фрикционной накладки.

Основным недостатком колодочного тормоза является значительный нагрев исполнительных механизмов при резком торможении (от 20 до 100°C), что приводит к интенсивному изнашиванию тормозных накладок и ухудшению эффективности торможения из-за снижения коэффициента трения.

Дисковые тормозные механизмы обеспечивают наибольший тормозной эффект и надежнее в работе, в отличие от колодочных тормозных механизмов. В соответствии с принятой классификацией дисковые тормозные механизмы могут быть с несколькими вращающимися дисками, снабженными фрикционными накладками, которые прижимаются к неподвижному корпусу (трактор «Беларус»), и с одним вращающимся диском, который с обеих сторон зажимается неподвижными колодками (грузовые автомобили малого класса грузоподъемности).

Дисковый колесный тормоз трактора «Беларус» состоит из чугунового кожуха (корпуса) 7 (рис. 2.128), внутри которого помещается тормозной механизм. Диски (два стальных соединительных 10 и два чугунных нажимных 8) стянуты пружинами 15 и расположены между трущимися поверхностями корпуса и крышки. Соединительные диски снабжены с обеих сторон фрикционными накладками. В наклонных канавках нажимных дисков размещаются стальные шарики 14.

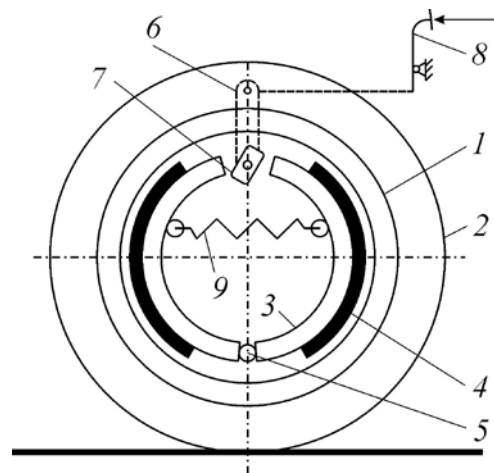


Рис. 2.127. Схема колодочного тормоза: 1 – тормозной барабан; 2 – колесо автомобиля; 3 – тормозные колодки; 4 – фрикционные накладки; 5 – ось опоры колодок; 6 – рычаг поворота; 7 – поворотный кулак; 8 – тормозная педаль; 9 – возвратная пружина

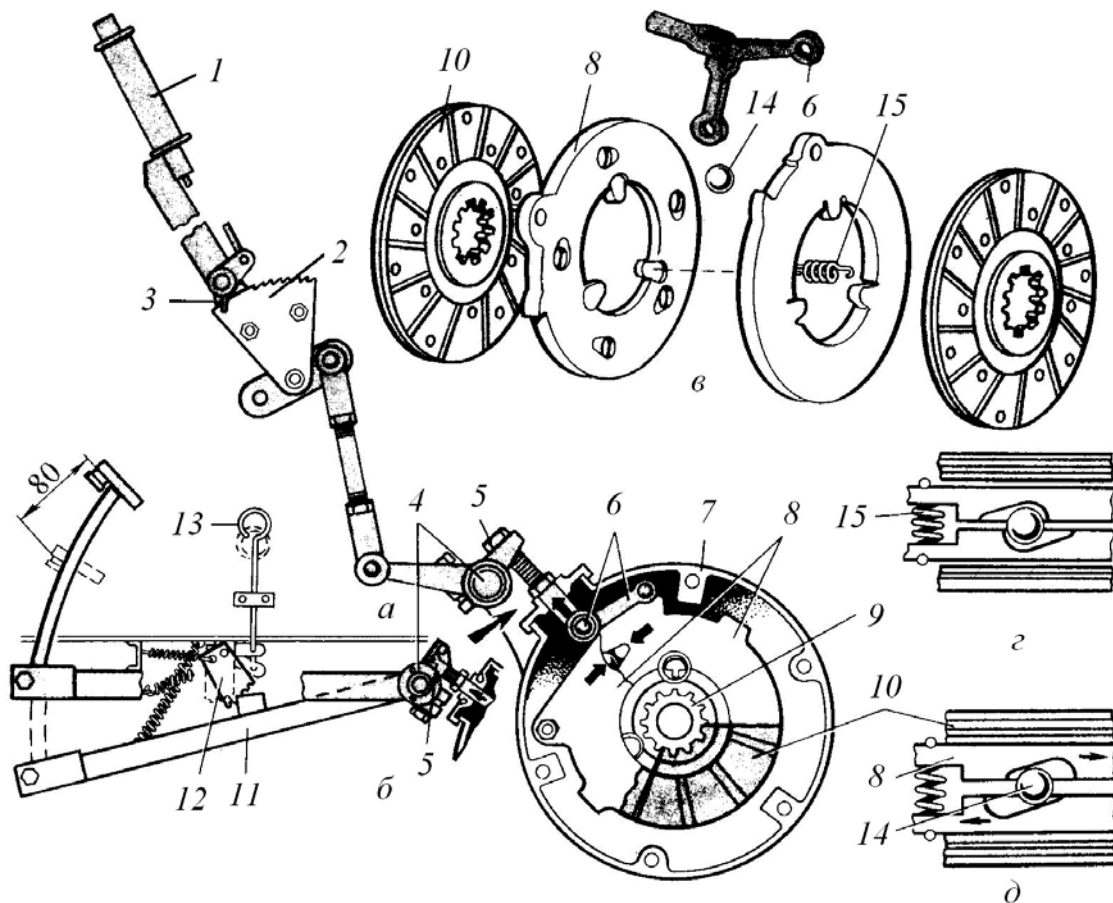


Рис. 2.128. Тормоз дискового типа трактора МТЗ:
а – стояночный; *б* – основной; *в* – составные части; *г* – тормоз выключен;
д – тормоз включен; 1 – рычаг; 2 – зубчатый сектор; 3 – защелка; 4 – ось
 промежуточного рычага; 5 – регулировочный болт; 6 – тяги; 7 – кожух;
 8 – нажимные диски; 9 – хвостовик ведущей шестерни конечной
 передачи; 10 – соединительный диск; 11 – педаль; 12 – защелка
 педали; 13 – тяга включения защелки; 14 – шарик; 15 – пружина

Привод тормозов может быть механическим (посредством системы рычагов) или гидравлическим (с помощью колесных тормозных цилиндров). При перемещении рычага 1 стояночного тормоза нажимные диски 8 поворачиваются тягами 6 в разные стороны, отходят один от другого и прижимают соединительные диски 10 к неподвижным плоскостям кожуха и крышке стакана подшипников. Под действием силы трения соединительные диски удерживают от вращения ведущую шестерню конечной передачи и колеса трактора. Путем увеличения числа дисков и увеличения площади поверхности трения можно уменьшить диаметр тормоза.

Основные тормоза (рис. 2.128, б) служат для быстрой остановки трактора и для осуществления крутых поворотов. При движении

трактора соединительные диски вращаются вместе с ведущими шестернями. Если нажать на педаль *11* тормоза, то нажимные диски прижмут вращающиеся соединительные диски к неподвижным стенкам кожуха. Под действием трения соединительные диски останавливаются вместе с ведущей шестерней конечной передачи, притормаживая соответствующее ведущее колесо. В этом положении педаль можно удерживать длительное время с помощью защелки *12*.

Сила нажатия, необходимая для включения дискового тормоза:

$$P = \frac{M_{\tau}}{4\mu R_{\text{ср}}} \left(1 + \mu_1 \mu \frac{R_{\text{ср}}}{r} \right) (\text{tg}\alpha - \mu), \quad (2.80)$$

где μ – коэффициент трения тормозных дисков; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус тормозных дисков; μ_1 – коэффициент трения между выступом нажимного диска и выступом корпуса; r – расстояние от оси тормоза до выступа корпуса; α – угол, под которым действует нормальная реакция при взаимодействии нажимного диска с шариком дискового тормоза ($35\text{--}40^\circ$).

Ленточные тормозные механизмы (рис. 2.129) состоят из тормозного шкива, укрепленного на вращающемся валу силовой передачи, и огибающей его тормозной ленты с фрикционной накладкой. У простого ленточного тормоза один конец ленты закреплен неподвижно, другой прикреплен к двуплечему рычагу, соединенному тягой с педалью. Провисание ленты ограничивается упором и пружинами. При нажатии на педаль тормоза рычаг затягивает ленту на шкиве, а возникающие силы трения затормаживают шкив. Простые ленточные тормоза обеспечивают интенсивное торможение только при вращении шкива в одну сторону (сторону затяжки). Наибольшее распространение на гусеничных лесных тракторах получили плавающие ленточные тормоза.

Плавающий ленточный тормоз обеспечивает эффективное торможение трактора с изменяющимся направлением вращения барабана. При плавающем креплении ленты оба конца ее подвижны и соединены с рычагом, пальцы которого расположены в вырезах неподвижного кронштейна.

При вращении шкива один из пальцев становится неподвижным, а второй затягивает ленту и тормозной шкив независимо от направления его вращения. При этом затягиваемой всегда будет сбегаящая ветвь. В плавающем тормозе необходимое усилие затяжки меньше, чем в простом тормозе.

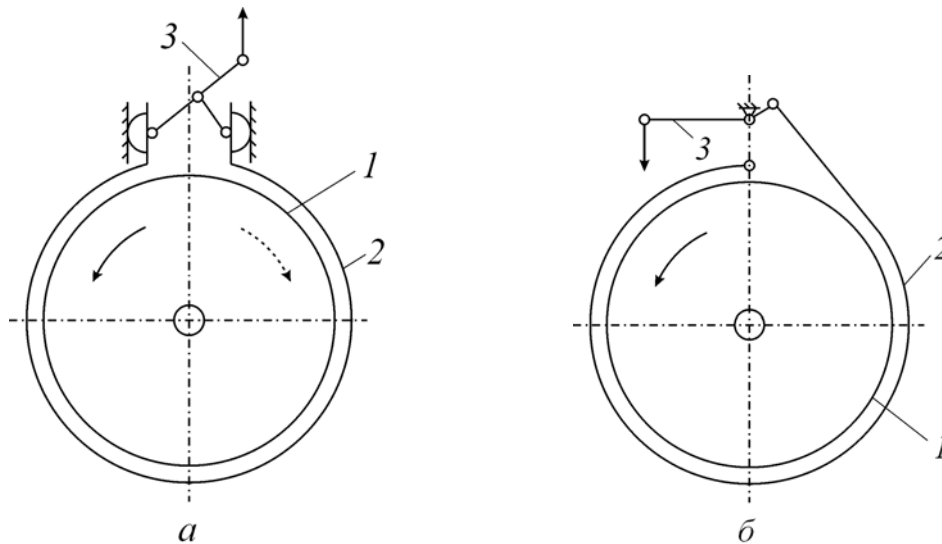


Рис. 2.129. Схема ленточного тормоза:
а – с плавающим креплением ленты; *б* – с неподвижным креплением ленты; 1 – тормозной шкив; 2 – тормозная лента; 3 – рычаг

Тормозной момент может быть определен из условия обеспечения полного торможения гусениц по сцеплению с учетом сопротивления движению:

$$M_T = \frac{R_3}{2i_T} [(G + Q_1)(\varphi - f_1) - Q_2 f_2] \eta_6 \eta_r, \quad (2.81)$$

где R_3 – радиус ведущей звездочки; i_T – передаточное число трансмиссии на участке от ведущей звездочки до тормоза; G – вес трактора; Q_1 – часть веса пачки, приходящаяся на трактор; Q_2 – часть веса пачки, приходящаяся на опорную поверхность волочения; f_1 – коэффициент сопротивления движению трактора; f_2 – коэффициент сопротивления перемещению пачки; η_6 – КПД бортовой передачи; η_r – КПД гусеницы.

Сила натяжения набегающей ветви:

$$S_H = \frac{M_T e^{\mu\alpha}}{r(e^{\mu\alpha} - 1)}, \quad (2.82)$$

где r – радиус тормозного барабана; μ – коэффициент трения ленты по барабану; α – угол охвата барабана лентой.

Сила натяжения сбегающей ветви:

$$S_0 = \frac{M_T}{r(e^{\mu\alpha} - 1)}. \quad (2.83)$$

Размеры тормозного барабана зависят от размеров агрегата, в котором монтируется тормоз, и принимаются по конструктивным сооб-

ражениям. Ширина тормозной ленты принимается в зависимости от допустимого давления. Целесообразнее использовать две узкие ленты, чем одну широкую, так как при большой ширине лента неравномерно прилегает к тормозному барабану. Толщина ленты принимается 1,5–3 мм, при которой лента считается абсолютно гибкой.

Пневматический тормозной привод применяется на лесовозных автопоездах и лесных колесных тракторах. В таком приводе используется энергия сжатого воздуха для приведения в действие тормозных механизмов. Эффективное торможение обеспечивается при небольшом усилии на педали тормоза (150 Н). На рис. 2.130 приведена схема пневматического привода тормозов колесного трактора.

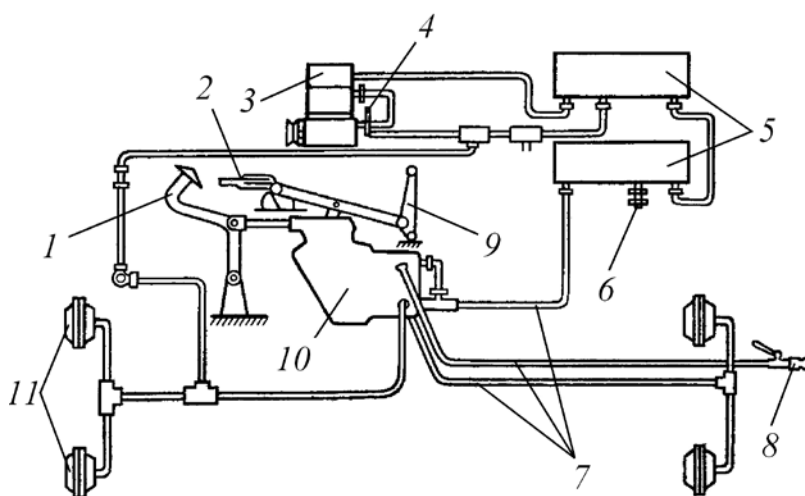


Рис. 2.130. Схема пневматического привода тормозов колесного трактора: 1 – педаль тормоза; 2 – рычаг ручного тормоза; 3 – компрессор; 4 – регулятор давления; 5 – ресиверы (воздушные баллоны); 6 – предохранительный клапан; 7 – воздухопроводы; 8 – соединительная головка; 9 – рычаг управления тормозами прицепа; 10 – тормозной кран; 11 – тормозные камеры

Агрегаты пневматического привода делятся на три функциональные группы: группа питания сжатым воздухом (компрессор, регулятор давления, предохранительный клапан и ресиверы); группа распределения сжатого воздуха (комбинированный тормозной кран, разобщительный кран, соединительная головка, кран отбора воздуха и сливной кран); группа потребителей сжатого воздуха (тормозные камеры и система накачки шин).

При нажатии на педаль тормоза *1* сжатый воздух из ресиверов *5* поступает в тормозной кран *10* и оттуда подается в тормозные камеры *11*, штоки которых приводят в действие колесные тормозные механизмы.

В качестве источника сжатого воздуха используются двухцилиндровые компрессоры поршневого типа (рис. 2.131), приводимые в действие ременной передачей от коленчатого вала двигателя. Компрессор состоит из картера, блока цилиндров *2*, головки *3*, шатунно-поршневой группы, коленчатого вала, клапанного и разгрузочного устройств. На переднем конце коленчатого вала шпонкой и гайкой закреплен приводной шкив *1*. Клапанное устройство состоит из двух нагнетательных *4* и двух впускных *5* клапанов с пружинами.

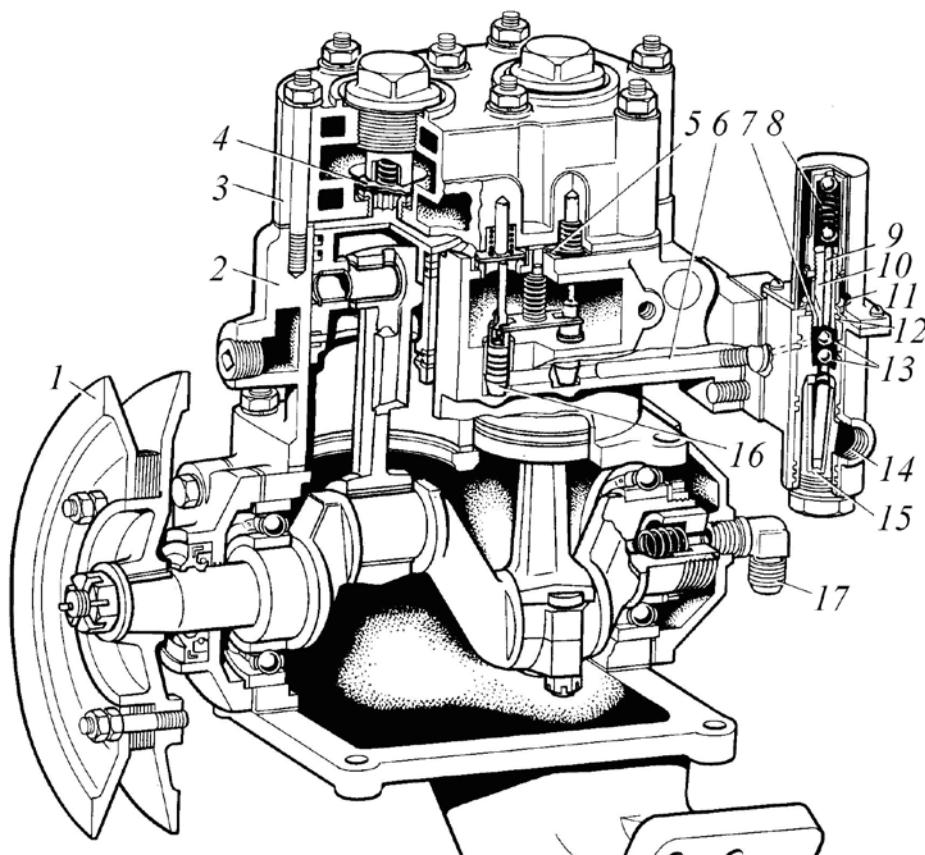


Рис. 2.131. Компрессор трактора Т-150К:

- 1* – приводной шкив; *2* – блок цилиндров; *3* – головка;
4 – нагнетательный клапан; *5* – впускной клапан; *6* – разгрузочный канал; *7* – регулятор давления; *8* – регулировочный колпак;
9 – шток; *10* – штуцер; *11* – отверстие в крышке регулятора;
12 – регулировочные прокладки; *13* – блок шариковых клапанов;
14 – отверстие подвода сжатого воздуха из баллонов; *15* – фильтр;
16 – плунжер разгрузочного устройства; *17* – штуцер подвода масла

Под действием разрежения, создаваемого в цилиндре компрессора при ходе поршня вниз, открывается впускной клапан, и в цилиндр через воздушный фильтр двигателя поступает воздух. Во время движения поршня вверх впускной клапан закрывается, сжатый воздух в цилиндре открывает нагнетательный клапан 4, поступает в головку и в воздушные баллоны. Когда давление сжатого воздуха в системе достигает 0,75 МПа, срабатывает регулятор 7 давления разгрузочного устройства. Поступление воздуха от компрессора в систему прекращается, потому что под давлением воздуха, попадающего в разгрузочный канал 6, поднимаются плунжеры, которые через штоки открывают впускные клапаны 5 обоих цилиндров. В этом случае воздух свободно переходит из одного цилиндра в другой. При снижении давления воздуха в системе до 0,6 МПа плунжеры опускаются, и на впускные клапаны перестает действовать разгрузочное устройство. Сжатый воздух поступает от компрессора в воздушные баллоны до тех пор, пока давление в них не достигнет 0,75 МПа.

Тормозной кран управляет тормозными механизмами путем регулирования подачи воздуха к ним из ресиверов.

На лесовозных автопоездах, работающих с прицепами, используются комбинированные двухмагистральные тормозные краны с диафрагменным следящим механизмом. Одна секция такого тормозного крана управляет тормозными механизмами автомобиля, вторая – прицепа. Такой тормозной кран позволяет обеспечить срабатывание тормозных механизмов прицепа раньше, чем автомобиля. В результате при торможении не происходит набегание прицепа на автомобиль и «складывание» автопоезда. Управление тормозным краном водитель осуществляет при помощи педали тормоза.

Автомобили МАЗ оснащаются пневматической тормозной системой с отдельным приводом передних и задних тормозов. Принципиальная схема привода тормозов приведена на рис. 2.132.

Диафрагменные тормозные камеры приводят в действие тормозные механизмы (рис. 2.133, а). Тормозная камера состоит из корпуса 2, диафрагмы 1 с опорным диском 5 и штока 4. Сжатый воздух, попадая в камеру, перемещает шток 4, который поворачивает разжимной кулак тормозного механизма. При снятии нагрузки шток с диафрагмой под действием пружины 3 возвращается в исходное положение.

На лесовозных автопоездах в конструкции тормозных механизмов задних мостов получили распространение тормозные камеры с пружинным аккумулятором энергии (рис. 2.133, б). Такой приводной механизм объединяет два устройства – тормозную камеру и цилиндр 7,

которые управляются двумя независимо действующими контурами пневмосистемы тормозов. Через отверстие *10* камера соединена с рабочей тормозной системой, а через отверстие *9* со стояночной системой. При отключении стояночной системы отверстие *9* соединено с ресивером, и сжатый воздух воздействует на поршень *11*, перемещает его и сжимает энергопружину *8*, при этом шток *4*, находясь в крайнем левом положении, не соприкасается с диафрагмой. При торможении автомобиля сжатый воздух поступает в камеру через отверстие *10*, и она работает как обычная тормозная камера.

На стоянке или при использовании стояночной системы как запасной в цилиндре *7* падает давление воздуха, и энергопружина *8*, разжимаясь, через шток *4* и опорный диск *5* приводит тормозной механизм в действие. Таким образом, тормозные камеры будут надежно удерживать тормозные механизмы и в том случае, если в системе нет воздуха или его давление слишком низко, предотвращая тем самым движение автопоезда с неработающими тормозами.

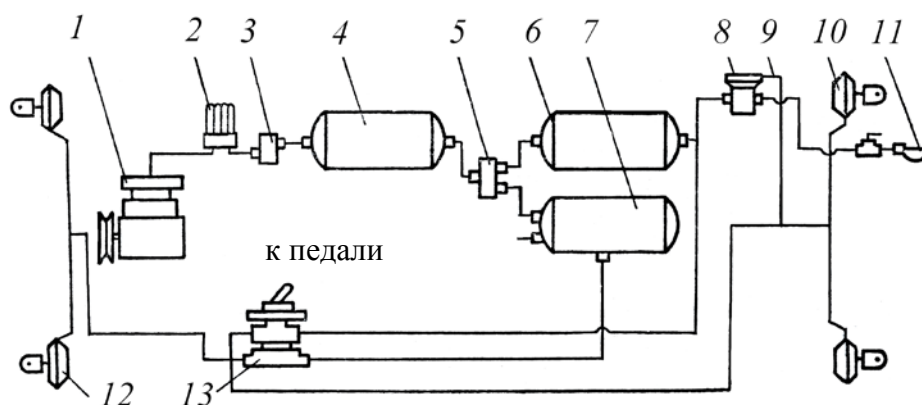


Рис. 2.132. Принципиальная схема пневматической системы тормозного привода автомобиля МАЗ:

- 1* – компрессор; *2* – влагомаслоотделитель; *3* – регулятор давления;
- 4* – баллон конденсации; *5* – защитный клапан; *6, 7* – воздушные баллоны (ресиверы); *8* – клапан управления тормозами прицепа; *9* – трубопровод; *10, 12* – тормозные камеры;
- 11* – соединительная головка; *13* – двухсекционный тормозной кран

Применение таких тормозных камер с пружинным аккумулятором энергии на прицепах позволяет обеспечить торможение прицепа в случае обрыва сцепки. Как только происходит обрыв прицепа, обрывается шланг и воздух выходит из цилиндра *7*, тем самым освобождая энергопружину *8*, которая, воздействуя на поршень *11* и шток *4*, приводит в действие тормозной механизм.

Воздушные баллоны 5 (рис. 2.130) предназначены для хранения сжатого воздуха, его охлаждения и конденсации паров воды и масла. Соединительная головка и разобщительный кран соединяют пневмомагистрали машины и прицепа. В случае обрыва прицепа соединительная головка предотвращает утечку воздуха из тормозной системы машины.

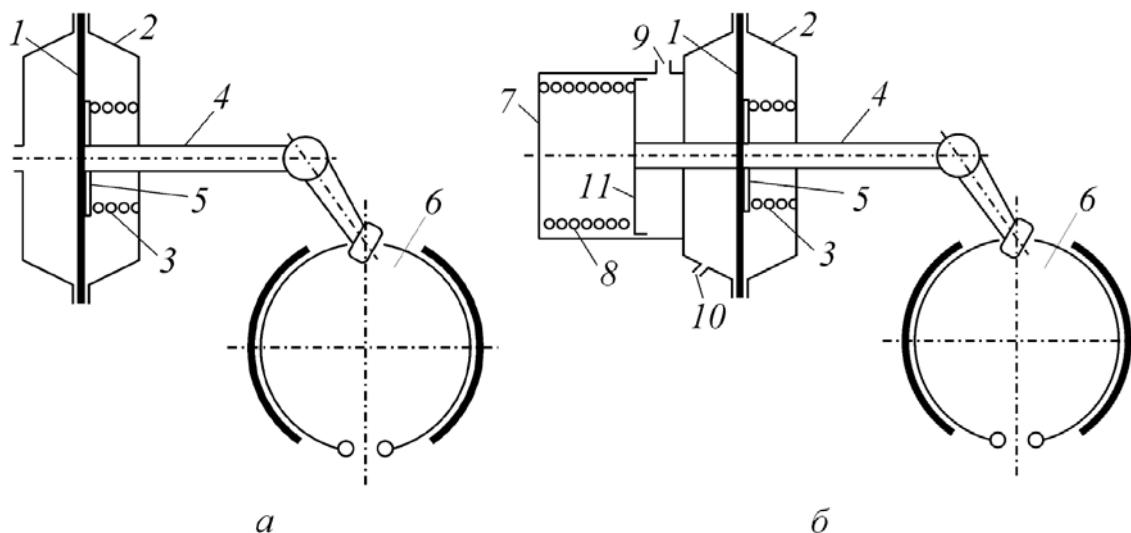


Рис. 2.133. Схемы тормозных камер:

- а – диафрагменная; б – с пружинным энергоаккумулятором:
 1 – диафрагма; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – шток; 5 – опорный диск; б – тормозной механизм; 7 – цилиндр энергокамеры;
 8 – энергопружина; 9 – штуцер шланга стояночной системы;
 10 – штуцер шланга основной системы; 11 – поршень

Гидравлический тормозной привод получил распространение на легковых и грузовых автомобилях небольшой грузоподъемности, так как не обеспечивает высокого передаточного числа. Такой привод характеризуется плавностью передачи тормозного усилия, равномерностью его распределения и высоким КПД. При низких температурах окружающей среды КПД гидравлического привода значительно снижается. Принцип работы гидравлического привода тормозной системы заключается в следующем (рис. 2.134). При приложении усилия к тормозной педали 1 в главном тормозном цилиндре 2 перемещается поршень 3 и вытесняет рабочую жидкость по трубопроводам и шлангам 4 к колесным тормозным цилиндрам 5. Под давлением рабочей жидкости (9–10 МПа) поршни б колесных цилиндров разводят тормозные колодки, прижимая их к тормозным барабанам.

После снятия усилия с педали тормоза давление рабочей жидкости в тормозной системе падает, и поршень 3 под действием стяжной

пружины 7 возвращается в первоначальное положение, одновременно в первоначальное положение возвращаются и поршни 6. При этом вытесняемая ими рабочая жидкость перетекает обратно в главный тормозной цилиндр 2 и резервуар. Давление жидкости в колесных тормозных цилиндрах прямо пропорционально усилию, приложенному водителем к педали тормоза. Для облегчения управления в конструкцию гидравлического привода часто включается вакуумный или гидровакуумный усилитель.

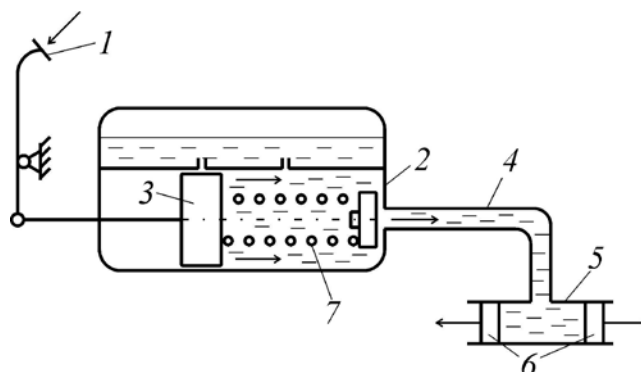


Рис. 2.134. Схема гидравлического привода тормозов автомобиля:

- 1 – тормозная педаль; 2 – главный тормозной цилиндр и резервуар для рабочей жидкости; 3 – поршень главного тормозного цилиндра; 4 – трубопровод; 5 – колесный тормозной цилиндр; 6 – поршень колесного тормозного цилиндра; 7 – стяжная пружина

Другие способы торможения. Современные лесовозные автомобили могут быть оборудованы декомпрессионным моторным тормозом. В этом случае торможение машины возможно осуществлять как штатной тормозной системой, так и моторным тормозом, который в основном используется для поддержания постоянной скорости движения на затяжных спусках. Активация моторного тормоза осуществляется нажатием кнопки «моторный тормоз» на полу кабины либо автоматически на основании информации, получаемой от датчиков в зависимости от управляющего воздействия водителя.

При включении декомпрессионного моторного тормоза форсунки системы питания прекращают подачу топлива в цилиндры двигателя, и поршни сжимают воздух, а двигатель начинает работать в режиме компрессора, чем достигается сопротивление вращению коленчатого вала и соответственно ведущих колес. Это и обеспечивает замедление автомобиля.

Для исключения поломки деталей КШМ и ГРМ при значительном увеличении давления внутри цилиндра во время рабочего хода поршня используется система принудительного открытия выпускных клапанов (рис. 2.135). Эффективность работы декомпрессионного моторного тормоза тем выше, чем больше воздуха поступает в цилиндр при такте впуска, поэтому параллельно с ним обязательно должна работать управляемая бортовым компьютером система турбонаддува.

Другим способом замедления лесовозного автопоезда является использование специального устройства – ретардера.

Ретардер – это гидравлическая турбина, установленная на выходном валу коробки передач и преобразующая механическую энергию вращения вала в тепловую, которая затем рассеивается в окружающую среду через теплообменник. Основные преимущества использования ретардера заключаются в повышении долговечности тормозных накладок колесных тормозов (ресурс тормозных накладок увеличивается в 8 раз) и облегчение труда водителя.

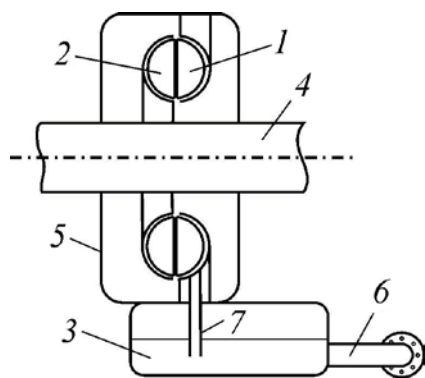


Рис. 2.136. Схема ретардера:
 1 – турбинное колесо статора;
 2 – турбинное колесо ротора;
 3 – масляный бак;
 4 – выходной вал коробки передач;
 5 – корпус ретардера;
 6 – маслопровод к системе охлаждения;
 7 – маслообменная трубка

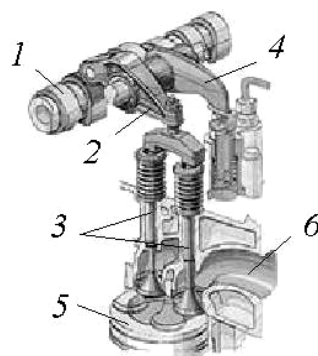


Рис. 2.135. Устройство декомпрессионного моторного тормоза: 1 – газораспределительный вал; 2 – коромысло; 3 – выпускные клапаны; 4 – исполнительный механизм принудительного открытия клапанов; 5 – поршень; 6 – выпускной коллектор

Ретардер (рис. 2.136) состоит из двух турбин – статора 1 и ротора 2, расположенных в емкости с маслом 3. Ротор соединен с выходным валом 4 коробки передач, а статор жестко соединен с корпусом 5. Лопастями вращающегося ротора увлекают масло в совместное движение с ним, однако этому препятствуют неподвижные лопасти статора. Так как масло обладает вязкостью, оно, совершая движение между подвижными и неподвижными частями ретардера, создает тормозной момент на выходном валу коробки передач. В результате работы ретардера масло нагревается и

отдает тепло его системе охлаждения, включенной в систему охлаждения двигателя.

При необходимости ретардер приводится в действие специальным рычажком, расположенным на приборной панели. При отключении ретардера торможение производится штатной тормозной системой. Возможна также совместная работа ретардера и тормозной системы автопоезда.

§ 6. Рабочее оборудование

К рабочему оборудованию тракторов относят гидравлическую навесную систему, прицепное устройство, валы отбора мощности, а также специальное технологическое оборудование, устанавливаемое на шасси, в результате чего получают конструкцию трактора специального назначения.

Специальные тракторы, например, валочные, трелевочные, погружно-транспортные машины, имеют собственную гидравлическую систему для привода технологического оборудования – гидроманипулятора, клещевого или захватно-срезающего устройства. Такая гидравлическая система несколько отличается от универсальной, предназначенной для привода только навесной системы и агрегатирования с различными навесными орудиями. Специфичность заключается в применении значительно большего количества элементов гидропривода, работающих и обеспечивающих более высокие рабочие давления жидкости (масла).

6.1. Универсальная раздельно-агрегатная гидравлическая навесная система

6.1.1. Общее устройство. Гидравлическая система трактора служит для управления из кабины трактора навесными и полунавесными орудиями и машинами, а также участвует в работе смонтированного на остова трактора оборудования (экскаватор и т. д.). Поэтому навесная система является универсальной.

Система состоит из масляного насоса высокого давления, золотникового трехсекционного распределителя, силового гидравлического распределителя, бака с фильтром, маслопроводов, разрывных и соединительных муфт и механизма навески (рис. 2.137). Агрегаты гидросистемы размещены в различных местах трактора МТЗ и соединены между собой металлическими трубопроводами и гибкими шлангами. Корпус гидроагрегатов состоит из масляного бака с фильтром и распределителя.

Масляный насос 5 служит для нагнетания масла из бака в рабочие полости силовых гидроцилиндров, которыми осуществляют управление работой задней (передней) навесной системы или бульдозерного оборудования. Принцип действия шестеренчатого насоса приведен в подразделе 2.9.2. На тракторе можно устанавливать или подключать дополнительно два выносных гидроцилиндра.

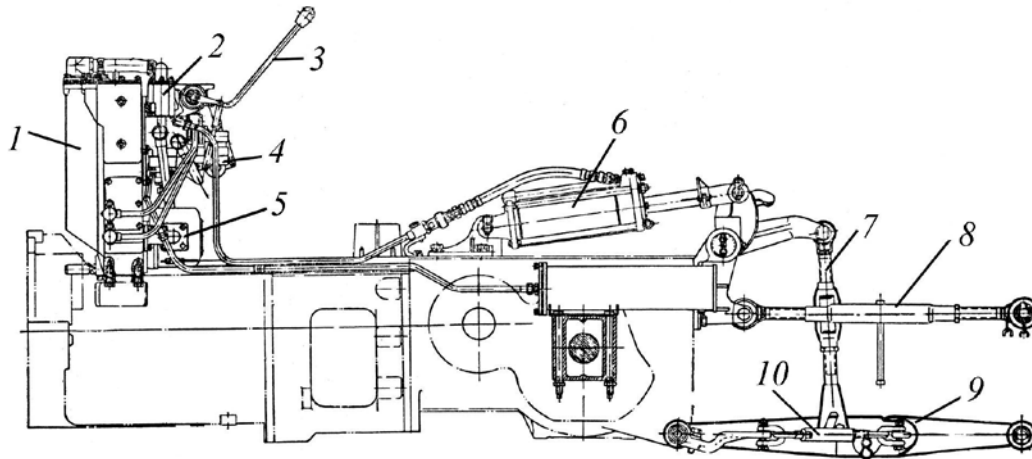


Рис. 2.137. Раздельно-агрегатная гидравлическая система трактора МТЗ:
 1 – корпус гидроагрегатов; 2 – распределитель; 3 – рукоятка управления распределителем; 4 – гидроувеличитель сцепного веса;
 5 – насос; 6 – основной гидроцилиндр; 7 – раскосы нижних тяг;
 8 – верхняя тяга; 9 – нижние тяги навески; 10 – муфта регулировочная

Распределитель 2 служит для направления потока масла от насоса по полостям силовых исполнительных механизмов – гидроцилиндров (гидромоторов), поддержания необходимого давления и автоматического переключения гидросистемы на холостой ход, а также перепуска масла от насоса в бак.

Силовой цилиндр служит для подъема и опускания навешенных на трактор орудий. На тракторах МТЗ устанавливается один основной гидроцилиндр 6, который связан с механизмом навески трактора.

К элементам **соединительной аппаратуры** относятся запирающие или соединительные и разрывные муфты, система гибких и металлических трубопроводов.

Механизм задней навески трактора предназначен для присоединения навесных орудий при помощи верхней 8 и двух нижних тяг 9, имеющих шаровые шарниры. Механизм в зависимости от регулировки обеспечивает соединение орудий по двух- или трехточечной схеме навески. Регулировка положения орудия относительно корпуса трактора или поверхности движения осуществляется с помощью регули-

ровочных муфт раскосов нижних тяг 7, а также центральной верхней тяги 8 с винтовой муфтой. Для предотвращения поперечных перемещений навешенного орудия нижние тяги имеют крестообразное цепное устройство с регулировочными муфтами 10.

6.1.2. Работа гидравлической навесной системы. Схема действия гидравлической навесной системы трактора представлена на рис. 2.138. В положении рукоятки распределителя 2 в позиции II «нейтрально» орудие находится в транспортном положении.

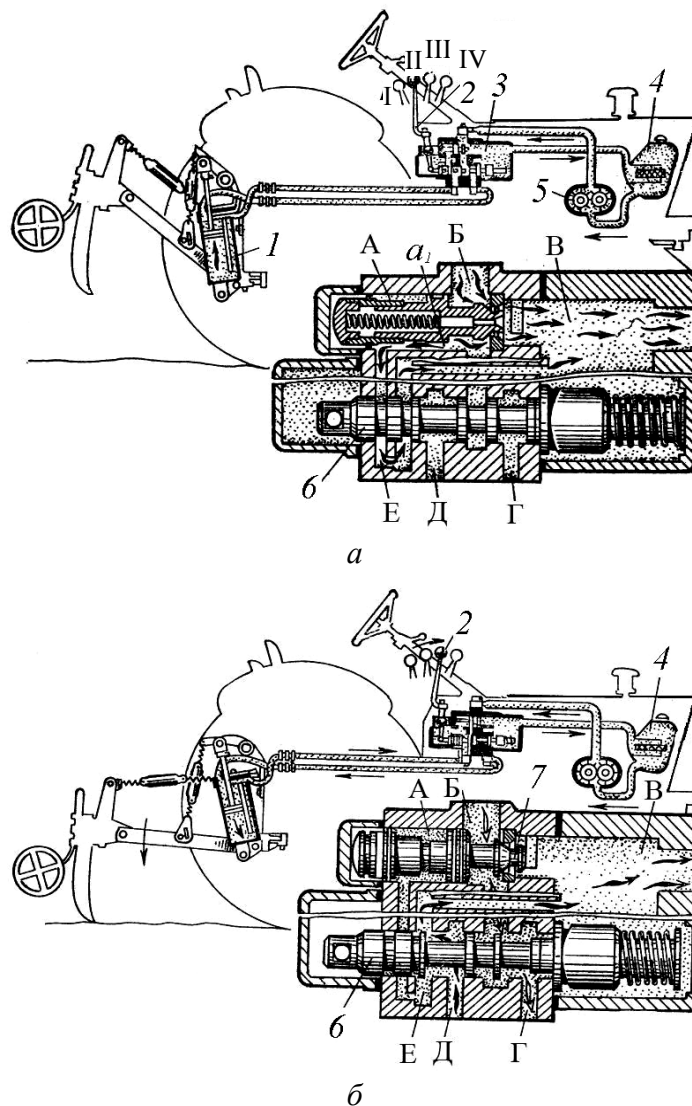


Рис.2.138. Схема работы гидравлической навесной системы: а – нейтральное положение; б – опускание орудия; 1 – основной гидроцилиндр; 2 – рукоятка управления распределителем; 3 – золотниковый распределитель; 4 – бак; 5 – насос; 6 – золотник; 7 – перепускной клапан

Масло из бака 4 насосом 5 нагнетается в распределитель 3 в полость Б, (рис. 2.138, а). Из полости Б по отверстию a_1 перепускного клапана оно поступает в отводной канал Е и далее на слив в полость В. Полости Д и Г, соединенные с гидроцилиндром, перекрыты золотником и выход масла из штоковой и поршневой полостей цилиндра 1 будет закрыт, а положение орудия зафиксировано относительно трактора.

Для принудительного опускания орудия (положение III «опускание» рукоятки распределителя, рис. 2.138, б) отводной канал Е перекрыт золотником 6. Поршневое пространство гидроцилиндра сообщается через полость Г с нагнетательным каналом Б, а штоковая полость цилиндра через полость Д сообщается со сливом. Масло из насоса подается в распределитель и далее в поршневую область цилиндра, заставляя поршень и орудие опускаться. По окончании опускания золотник автоматически переводится в нейтральное положение.

В положении золотника IV «плавающее» происходит соединение полостей Г и Д с гидроцилиндром и сливом. Масло от насоса под давлением открывает перепускной клапан и идет на слив в бак.

В положении золотника I «подъем» происходит подъем орудия в транспортное положение. Золотник перекрывает отводной канал Е и одновременно сообщает полость Д с нагнетательным каналом Б, а полость Г – со сливом В, и масло от распределителя через полость Д подается в поршневую область цилиндра, клапан 7 закрыт. Из штокового пространства через полость Г масло сливается в бак.

6.1.3. Навесной экскаватор. Оборудование одноковшового универсального гидравлического неполноповоротного экскаватора состоит из двух частей: экскаваторного и бульдозерного (рис. 2.139). На раме экскаватора, прикрепленной к трактору, смонтирована поворотная колонна. На ней закреплено рабочее оборудование, которое состоит из стрелы, рукоятки и ковша. Основным рабочим органом экскаваторного оборудования является унифицированный ковш обратной или прямой лопат. Кроме того, по специальному заказу экскаватор может быть оснащен передним погрузочным ковшом повышенной вместимости, оборудованием грейфера, обратной лопаты со смещенной осью копания, крановой подвеской, вилами. Управляют оборудованием с помощью соответствующих гидроцилиндров.

Рычаги управления экскаватором сосредоточены в кабине на двух пультах. На одном из них, расположенном в передней части кабины, находятся рычаги управления отвалом бульдозера и выносными опорами; на втором, расположенном сзади, – управление рабочим обо-

дованием экскаватора. Положение сиденья можно изменять в зависимости от вида работы.

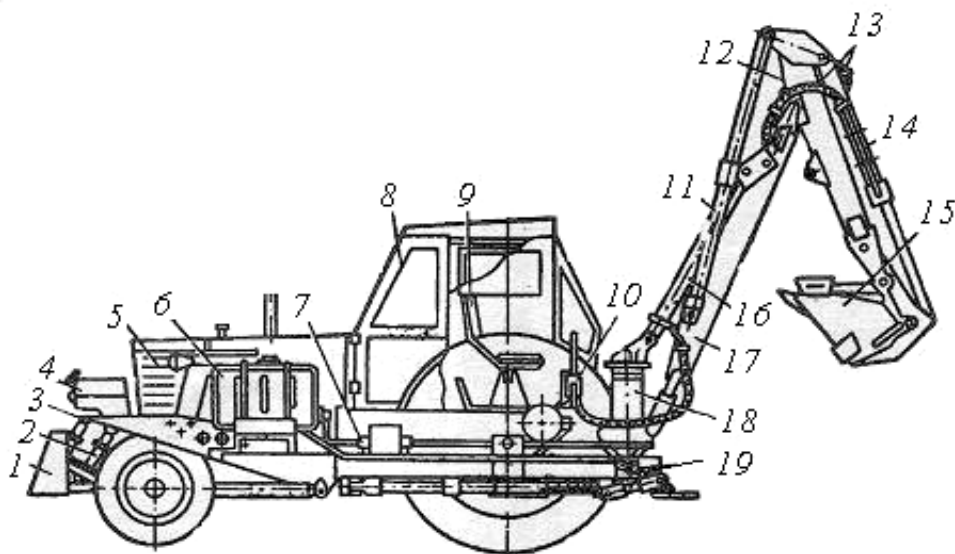


Рис. 2.139. Одноковшовый экскаватор ЭО-2621А:

- 1 – отвал бульдозера; 2 – гидроцилиндр отвала; 3 – рама навески;
 4 – бак; 5 – базовый трактор; 6 – масляный бак с фильтром;
 7 – гидронасос; 8 – кабина; 9 – поворотное сиденье;
 10 – гидрораспределитель; 11 – гидроцилиндр рукояти;
 12 – рукоять; 13 – соединительные трубопроводы;
 14 – гидроцилиндр ковша; 15 – ковш; 16 – гидроцилиндр стрелы;
 17 – стрела; 18 – поворотная колонка; 19 – гидроцилиндр аутригеров

Экскаватор сконструирован на базе трактора «Беларус» МТЗ-82.1, где одновременно нашли применение две гидравлические системы (рис. 2.140): обычная тракторная и экскаваторная для питания цилиндров управления рабочим оборудованием. Кроме того, цилиндры стрелы могут питаться и от тракторной системы, и суммарным расходом двух систем.

Тракторная гидравлическая система состоит из шестеренного насоса 2 типа НШ-32У левого вращения с приводом от коленчатого вала дизеля через редуктор 3, гидрораспределителя 16, гидроцилиндров выносных опор 14, гидроцилиндра отвала бульдозера 15 и системы маслопроводов. Два других шестеренных насоса НШ-32У-Л и НШ-67-Л (позиции 1 и 4) экскаваторной системы соединяются параллельно и под давлением подают рабочую жидкость в распределители 5 и 10. Из распределителя 5 она направляется в цилиндры стрелы 7, рукояти 8 и ковша 9. От распределителя 10 питаются гидроцилиндры поворота 12 колонны и цилиндр стрелы 7.

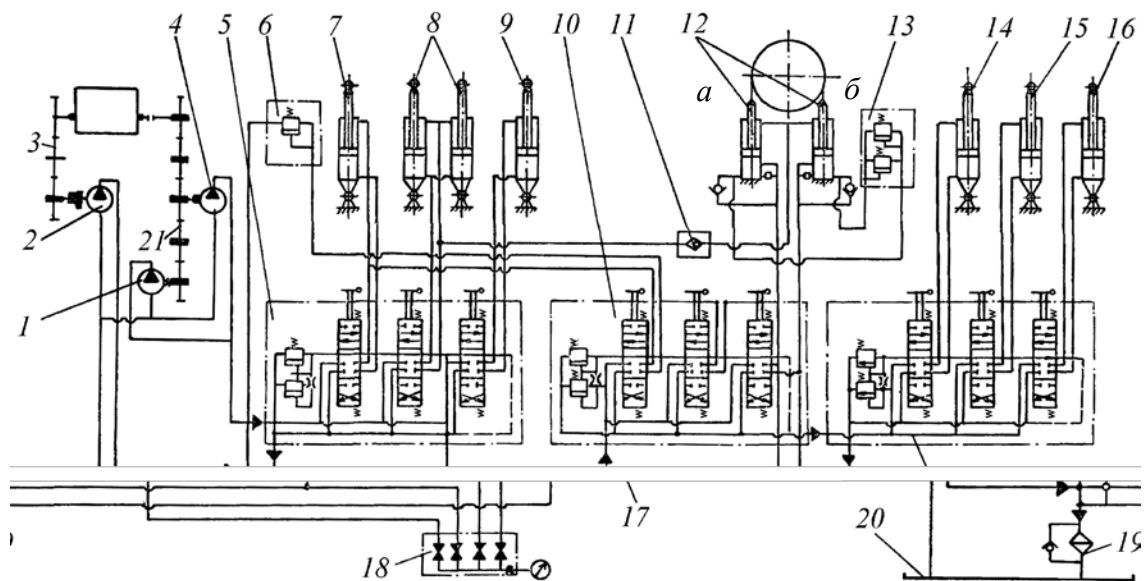


Рис. 2.140. Схема гидропривода экскаватора ЭО-2621А:

- 1, 2, 4 – насосы; 3, 21 – редукторы; 5, 10, 17 – гидрораспределители;
 6 – клапан разгрузочный; 7 – цилиндр стрелы; 8 – цилиндр рукояти;
 9 – цилиндр ковша; 11 – обратный клапан; 12 (а и б) – цилиндр поворота
 колонны; 13 – клапан перепускной; 14, 15 – цилиндры
 выносных опор; 16 – цилиндр отвала бульдозера;
 18 – установка манометра; 19 – фильтр; 20 – бак

Во время подачи рабочей жидкости в поршневую полость цилиндра стрелы 7 ковш опускается в забой (обратная лопата). Для заполнения его грунтом машинист подтягивает рукоять к себе. В это же время стрелу следует постепенно поднимать, для чего масло направляется в штоковую полость. Однако может получиться так, что, подтягивая рукоять к себе, рычаг управления стрелой временно остается в нейтральном положении. Поршневая полость цилиндра стрелы оказывается запертой, и в ней даже при незначительном подъеме стрелы возникает очень высокое давление. Ограничивает величину давления разгрузочный клапан 6, перепускающий жидкость на слив в бак.

С целью увеличения крутящего момента при повороте рабочего оборудования жидкость подается в одну из поршневых полостей цилиндров 12 (а и б). Если, например, масло поступает в поршневую полость цилиндра б, то в штоковой полости возникает большое давление, которое передается в штоковую полость цилиндра а, вызывая поворот колонки и рабочего оборудования. Для компенсации возможных потерь жидкости штоковые полости соединяются обратным клапаном 11 с трубопроводом цилиндра рукояти.

6.2. Валы отбора мощности

6.2.1. Устройство. Вал отбора мощности (ВОМ) предназначен для привода рабочих органов машин и орудий, таких как фрезерные машины, опрыскиватели, разбрасыватели удобрений и др.

Все тракторы оборудуются задним валом отбора мощности. Универсальные тракторы МТЗ «Беларус», кроме заднего ВОМ, могут по отдельному заказу оборудоваться и боковым валом.

По типу привода на тракторе ВОМ могут быть с зависимым, независимым, полунезависимым, синхронным и несинхронным приводом.

Зависимый ВОМ передает вращение на рабочие органы машины только при включении главной муфты сцепления и останавливается при ее выключении. Используется только на тракторах ДТ-75, Т-74, Т-25А.

Независимый ВОМ связан непосредственно с коленчатым валом двигателя и передает вращение на рабочие органы машины как при движении, так и при остановках. Он устанавливается на тракторах МТЗ практически всех модификаций.

Полунезависимый ВОМ не может быть включен на ходу трактора, но обеспечивает работу на остановленном тракторе.

Для синхронного привода ВОМ характерно то, что частота вращения пропорциональна поступательной скорости трактора. На тракторах МТЗ-80.1, МТЗ-82.1 и других моделях установлены две частоты вращения выходного вала – 570 и 1000 об/мин, поэтому задний ВОМ тракторов МТЗ состоит из привода, двухступенчатого редуктора, муфты переключения и планетарного редуктора.

Несинхронный ВОМ имеет постоянные обороты независимо от скорости вращения ведущих колес трактора, применяется редко.

6.2.2. Мощность привода ВОМ трактора МТЗ. Работа агрегатов с использованием привода от ВОМ сопровождается отбором значительной части эффективной мощности двигателя.

Успешная работа машинно-тракторного агрегата может обеспечиваться из условия выполнения мощностного баланса, который в общем выглядит так:

$$N_e = N_{тр} + N_{\delta} + N_f \pm N_j \pm N_i \pm N_w + N_{кр} + N_{тр. ВОМ} + N_{ВОМ}, \quad (2.85)$$

где $N_{тр}$ и $N_{тр. ВОМ}$ – потери мощности в трансмиссии трактора и на привод ВОМ; N_{δ} – потери мощности на буксование; N_f – мощность, затрачиваемая на передвижение трактора; N_j – затраты мощности на преодоление уклона пути; N_i – мощность на преодоление сил инер-

ции; N_w – мощность, затрачиваемая на сопротивление ветра; $N_{кр}$ – мощность, затрачиваемая на совершение полезной работы (крюковая мощность); $N_{ВОМ}$ – полезная мощность привода рабочей машины от вала отбора мощности трактора.

Последние составляющие формулы (2.84) отражают общие затраты мощности на привод через ВОМ.

Для тракторных агрегатов некоторые составляющие формулы (2.84) не учитываются в связи с небольшими скоростями движения.

Баланс мощности N_{eH} , которая используется в тракторе МТЗ и затрачивается на выполнение технологического процесса МТА, в общем виде может быть представлен уравнением:

$$N_{eH} = N_{\text{тяг}} + N_f + N_{\delta} + N_m + N_{\text{ВОМ}} + N'_{\text{ВОМ}} + N_{\text{гп}} + N'_{\text{гп}} + N_{\text{эп}} + N_{\text{пн}}, \quad (2.85)$$

где $N_{\text{тяг}} = P_{\text{тяг}}v/3,6 = 0,278P_{\text{тяг}}v$ – тяговая мощность, кВт; $P_{\text{тяг}}$ – тяговое сопротивление машин, кН; v – технологическая скорость движения МТА, км/ч;

$N_f = 0,278(R_{\text{пер}} + R_{\text{зад}})fv$ – потери мощности на перекачивание, кВт; $(R_{\text{пер}} + R_{\text{зад}})$ – вес, приходящийся на передний и задний мосты, кН; f – коэффициент сопротивления движению.

$N_{\delta} = 0,01\delta(N_{\text{тяг}} + N_f)$ – потери мощности на буксование, кВт; δ – буксование задних колес ($\delta = 0,6P_{\text{тяг}}$ на стерне и $\delta = 0,95P_{\text{тяг}}$ – на рыхлом агрофоне), %.

$N_m = (1 - \eta_m)(N_{\text{тяг}} + N_f + N_{\delta})$ – механические потери мощности в трансмиссии, кВт; η_m – коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии трактора ($\eta_m = 0,9$ – усредненное значение).

$N_{\text{ВОМ}} = M_k n / 9,74$ – мощность, передаваемая через вал отбора мощности (ВОМ) трактора на вал приводной машины (ВПМ), кВт; M_k – момент сопротивления на ВПМ, кН·м; n – частота вращения ВОМ, об/мин.

$N'_{\text{ВОМ}} = (1 - \eta_{\text{ВОМ}})N_{\text{ВОМ}}$ – потери мощности в приводе ВОМ, кВт; $\eta_{\text{ВОМ}}$ – КПД привода ВОМ (0,94 и 0,92 – независимый ВОМ, I и II передачи).

$N_{\text{гп}} = pQ/61,2$ – мощность на привод гидромоторов, кВт; p – давление в гидросистеме, мПа; Q – расход масла через выводы гидросистемы (не менее 45 л/мин).

$N'_{\text{гп}} = N_{\text{гп}}(1 - \eta_{\text{гп}}\eta_{\text{гпм}}) = (0,2-0,3)N_{\text{гп}}$ – потери мощности в гидроприводе, кВт;

$N_{\text{эп}} = UI/1000\eta_{\text{эп}}$ – мощность, длительно отбираемая дополнительными потребителями электроэнергии (привод посадочного аппа-

рата ЛМД-21 и т. д.), кВт; U – напряжение, В; I – сила тока, А; $\eta_{\text{эп}} = 0,5$ – КПД электропривода трактора.

$N_{\text{пн}}$ – мощность, затрачиваемая на длительный пневмопривод прицепных (тормоза) машин, $N_{\text{пн}} \approx 1,0$ кВт.

На практике использование номинальной мощности двигателя $N_{\text{ед}}$ трактора оценивается и задается по коэффициенту использования мощности:

$$K_{\text{исп}} = \frac{N_{\text{еН}}}{N_{\text{ед}}}. \quad (2.86)$$

Мощность через ВОМ затрачивается на привод различных МТА, из которых наиболее энергоемкими являются фрезерные машины и особенно фрезерные почвообрабатывающие орудия.

Расчет фрезерного агрегата осуществляется на основе затрат мощности на привод фрезерного рабочего органа:

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{рез}} + N_{\text{отб}} + N'_{\text{пер}} + N_{\text{тр. ВОМ}} + N'_{\text{под}} + N'_{\text{кр}}, \quad (2.87)$$

где $N_{\text{рез}}$, $N_{\text{отб}}$, $N'_{\text{пер}}$, $N_{\text{тр. ВОМ}}$, $N'_{\text{под}}$, $N'_{\text{кр}}$ – мощности, затрачиваемые соответственно на резание, отбрасывание почвы, перемещение фрезы, преодоление уклона пути, преодоление сил трения в передаче, и крутящая сила преодоления сопротивления рыхлению почвы.

Мощность на привод машин от ВОМ трактора можно определить и через передаваемый крутящий момент на валу:

$$N_{\text{ВОМ}} = M_{\text{ВОМ}} \omega_{\text{ф}}, \quad (2.88)$$

где $M_{\text{ВОМ}}$ – крутящий момент на валу отбора мощности; $\omega_{\text{ф}}$ – угловая частота вращения вала, $\omega_{\text{ф}} = \pi n / 30$ на I или II передаче независимого ВОМ.

Мощность, затрачиваемая на привод через ВОМ трактора, например, насоса дождевальной установки ДДН-70, составляет 80 л. с., а опрыскивателя ОН-400 – 30 л. с. (1,36 л. с. = 1 кВт).

Для навешивания орудий, например, фрезы на трактор, настраивают механизм навески трактора по трехточечной схеме. Длина раскосов навески трактора Т-74 должна быть равна 670 мм, трактора «Беларус» – 865 мм.

Рассмотрим расчет мощности на фрезерование почвы на конкретном примере.

Исходные данные: глубина обработки $a = 16$ см; шаг фрезерования 3–6 см; толщина стружки 2,6–5,2 см; высота гребешков $h_{\text{г}} = 0,2a$ (кинематический показатель режима работы фрезы $\lambda = 10$); тип почвы – суглинок тяжелый. Почва засорена растительными остатками.

Мощность, затрачиваемая на резание почвы, может определяться по формулам:

$$N_{\text{рез}} = \frac{K_{\text{п}} ab(v_{\text{окр}} - v_{\text{тр}})}{1000} = (5,0-20) \text{ кВт} \quad (2.89)$$

или

$$\begin{aligned} N_{\text{рез}} &= R_{\text{рез}} a Z \omega = 10^{-3} K_{\text{п}} l_{\text{ф}} b a Z_{\text{р}} \omega \cos \varphi_0 = \\ &= 10^{-3} \cdot 17,2 \cdot 5 \cdot 7 \cdot 0,16 \cdot 7 \cdot 29 \cdot 0,87 = 17,8 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где $K_{\text{п}}$ – удельное сопротивление резанию почвы (5,5–17,2 Н/см²); a – глубина хода ножа в почве, см; b – ширина стружки, см; $v_{\text{окр}}$ – линейная скорость фрезерного барабана; $v_{\text{тр}}$ – скорость движения трактора; $l_{\text{ф}}$ – толщина стружки.

Мощность на отбрасывание стружки почвы, кВт:

$$N_{\text{отб}} = \frac{K_{\text{отб}} G_{\text{отб}} (v_{\text{окр}} - v_{\text{тр}})^2}{2g \cdot 1000t} = 0,5 \cdot 10^{-3} K_{\text{отб}}^2 l_{\text{ф}} a b \rho v_{\text{окр}}^2 Z_{\text{р}} \omega_{\text{ф}}, \quad (2.90)$$

где $K_{\text{отб}} = 1$ – коэффициент, зависящий от формы ножа; ρ – плотность почвы; $Z_{\text{р}}$ – число ножей на барабане.

$$N_{\text{отб}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1^2 \cdot 5 \cdot 16 \cdot 7 \cdot 1,2 \cdot 8,0^2 \cdot 7 \cdot 25 = 5,9 \text{ кВт};$$

Мощность на перемещение фрезы, кВт:

$$N_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{ф}} (f \pm i) v_{\text{тр}}}{1000}, \quad (2.91)$$

где $Q_{\text{ф}}$ – вес фрезы; f – сопротивление перемещению; i – уклон пути; $v_{\text{тр}}$ – скорость движения.

$$N_{\text{пер}} = 10^{-3} \cdot 9000 \cdot 0,2 \cdot 1,5 = 2,7 \text{ кВт}.$$

Потери мощности в передаче от ВОМ до рабочего органа:

$$N_{\text{тр.ВОМ}} = (1 - \eta_{\text{м}})(N_{\text{рез}} + N_{\text{отб}}) = (1 - 0,86)(17,0 + 5,9) = 3,6 \text{ кВт}.$$

Общие потери мощности на фрезерование составят

$$\begin{aligned} N_{\text{ф}} &= N_{\text{рез}} + N_{\text{отб}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{тр.ВОМ}} = \\ &= (5-20) + (5-6) + (2-3) + (3-4) = 30-40 \text{ кВт} > N_{\text{дв}}. \end{aligned}$$

6.3. Приводной шкив и прицепное устройство

Приводными шкивами в основном могут снабжаться колесные тракторы для работы со стационарными сельскохозяйственными машинами. В последнее время уже не применяются, так как боль-

шинство стационарных машин конструируются с приводом от ВОМ трактора.

Для работы с прицепными машинами и буксировки транспортных прицепов и тележек тракторы оснащаются прицепным устройством и гидрокрюком. Прицепное устройство состоит из прицепной скобы, которая присоединяется к шарнирам нижних продольных тяг 9 (рис. 2.137) механизма навески трактора МТЗ и имеет ряд отверстий, в одном из которых устанавливается прицепная серьга со штырем. Отверстия в скобе позволяют изменять точку сцепки в поперечном направлении (вправо смещают прицепные орудия, у которых ширина захвата меньше ширины трактора).

Буксирный крюк, управляемый гидросистемой трактора, служит для автоматической сцепки трактора с полуприцепами и их буксировки. У тракторов МТЗ крюк в сборе крепится к днищу заднего моста и винтовой тягой соединен с подъемным рычагом механизма навески.

6.4. Технологическое оборудование лесных машин

Специальные лесные тракторы (лесные машины) оснащаются различным лесотехнологическим оборудованием.

С помощью технологического оборудования, устанавливаемого на лесопромышленных тракторах (рис. 2.141), может производиться сбор и трелевка (первичная транспортировка) пачек хлыстов или сортиментов, погрузка и разгрузка древесины, обрезка сучьев, раскряжевка и др.

На колесных трелевочных тракторах используется как тросочерное оборудование, так и трелевочное оборудование с пачковыми захватами.

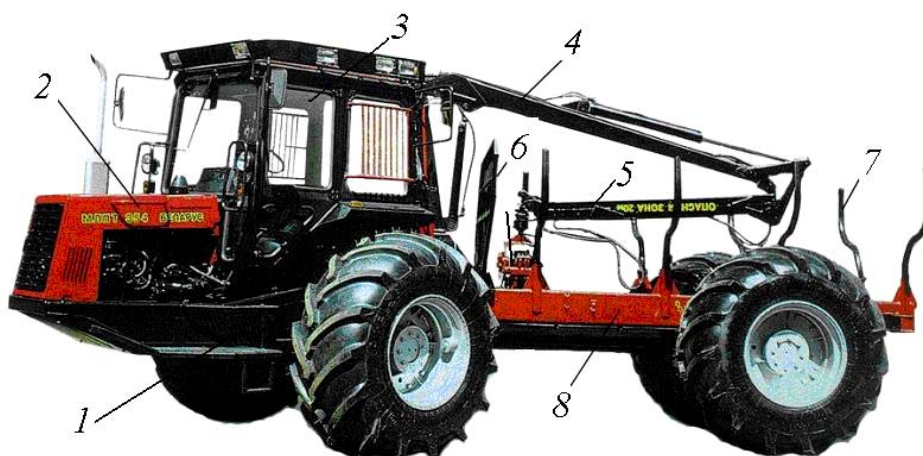


Рис. 2.141. Тракторный сортиментовоз МЛПТ-354:

- 1 – энергетический модуль; 2 – двигатель; 3 – кабина;
 4 – стрела гидроманипулятора; 5 – рукоять;
 6 – защитное ограждение; 7 – коник; 8 – технологический модуль

Лесотехнологическое оборудование, устанавливаемое на колесных тракторах, может быть универсального типа, временно устанавливаемое на тракторе на период выполнения определенного вида работ, либо индивидуального типа, непосредственно смонтированное на шасси.

Из-за многообразия природно-производственных условий и дифференцированных требований к технологии лесозаготовок применяется различное технологическое оборудование, в том числе и на основе гидроманипулятора, которое в настоящее время находит все более широкое применение.

6.4.1. Манипулятор. Существует огромное разнообразие конструкций манипуляторов, устанавливаемых на лесных машинах. В большинстве своем они выполнены по схеме шарнирных рычажных механизмов, состоящих из колонны, поворотного механизма, стрелы, рукояти и захвата. Манипуляторы (рис. 2.142) могут быть нескольких видов: двухрычажные, состоящие из стрелы и рукояти; однорычажные телескопические, стрела которых состоит из телескопически подвижных звеньев; двухрычажные комбинированные со стрелой и телескопической рукоятью или рукоятью с выдвижной балкой-удлинителем.

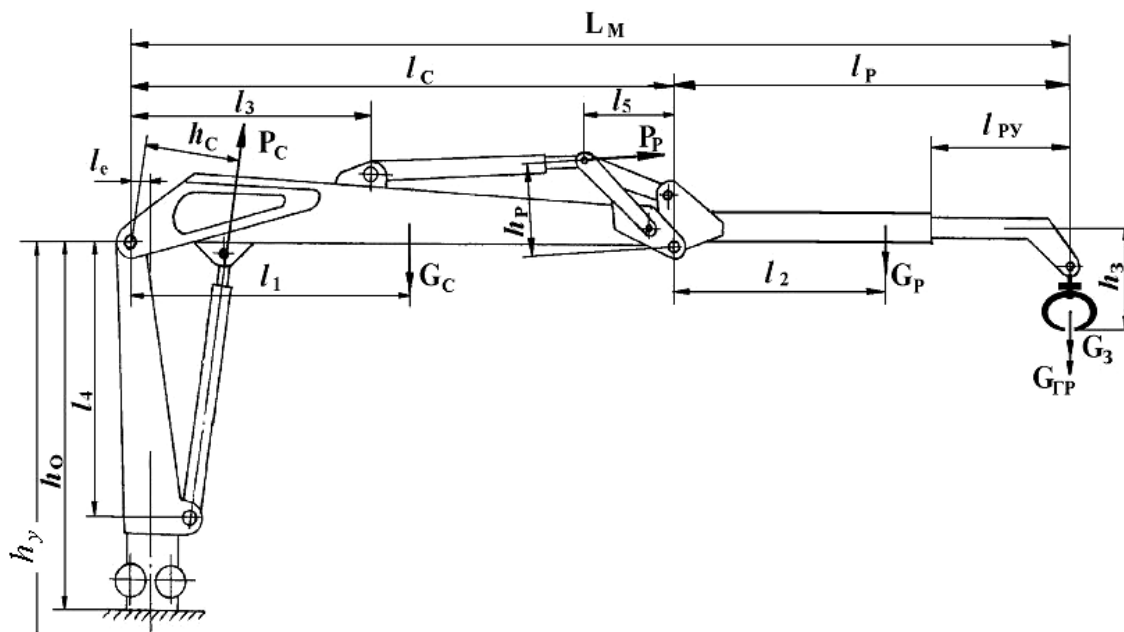


Рис. 2.142. Расчетная схема гидроманипулятора:
 h_i – размеры по высоте; L_i, l_i – размеры по длине;
 $G_c, G_p, G_{ГР}, G_3$ – вес стрелы, рукояти, груза и захвата

Наибольшее распространение получили шарнирно сочлененные манипуляторы с двумя звеньями – стрелой и рукоятью. Для увеличения максимального вылета, при сохранении неизменного минимального, применяют телескопический удлинитель рукояти – дополнительную секцию с приводом от гидроцилиндра. Это позволяет расширить зону действия манипуляторной машины. К основным параметрам манипулятора относят вылет, грузовой момент, скорость перемещения (линейная и угловая), угол поворота манипулятора в горизонтальной плоскости, масса.

Вылет манипулятора зависит от ширины пачки, волока на лесопачке. Поэтому при выборе данного показателя лесной машины следует исходить из того, что величина максимального вылета должна составлять не менее половины ширины пачки применительно к рубкам главного и промежуточного пользования.

Грузоподъемный момент является суммарным моментом, зависящим от массы дерева в вывешенном положении и массы ЗСУ или грейферного захвата. Поэтому целесообразно при выборе грузоподъемного момента исходить из осредненной массы сортиментов или иметь возможность устанавливать манипуляторы с различным грузовым моментом в зависимости от условий эксплуатации. Угол поворота манипулятора определяется технологией работы машины. В связи с тем, что машина должна обрабатывать деревья с одной стоянки, манипулятор должен быть полноповоротным.

Масса манипулятора зависит от вылета и грузоподъемного момента.

Характер выполняемой работы и конструктивное решение обуславливают месторасположения технологического оборудования погрузочно-транспортных (форвардер) и валочно-сучкорезно-раскряжевых машин (харвестер).

Сочетание параметров базовой машины и технологического оборудования при рациональном его размещении обеспечивает высокую производительность, удобство в управлении и обслуживании, высокие маневренность и устойчивость.

Размещение технологического оборудования в зоне центра тяжести важно с точки зрения плавности хода машин. Увеличение высоты центра тяжести, например, надкабинное размещение, приводит к ухудшению устойчивости, возрастанию продольных и поперечных колебаний. Кроме того, для совершения порожнего и грузового ходов машины необходимо каждый раз устанавливать манипулятор в транспортное положение, что занимает дополнительное время.

Гидроманипулятор, устанавливаемый за кабиной и имеющий наклонную колонну, в транспортном положении легко складывается в компактную и удобную для транспортировки конструкцию.

Манипуляторы в большинстве своем являются универсальными и применяются на валочных, трелевочных машинах, форвардерах, процессорах, харвестерах.

При выборе компоновочной схемы манипулятора, например, погрузочно-транспортной машины (форвардера), учитываются место и высота h_y его установки на машине, максимальный вылет L_M и высота захвата h_z (рис. 2.142), а также максимально допустимая высота пачки лесоматериалов в конике над уровнем земли h_n . Основной задачей компоновки является определение длины стрелы l_c и рукояти l_p , а также точки сопряжения стрелы с поворотной колонной.

С учетом кинематики работы манипулятора погрузочно-транспортной машины и обеспечения необходимой рабочей зоны захвата, длина рукояти составляет

$$l_p = \frac{h_n(1 + \mu) + \sqrt{h_n^2(1 + \mu)^2 + 4\mu(1,05^2 L_M^2 + h_n^2)}}{4\mu}, \quad (2.92)$$

где μ – параметр отношения длины стрелы к длине рукояти l_p ($\mu = l_c/l_p$).

В манипуляторе форвардера при отсутствии телескопического звена рукояти это отношение находится в пределах $\mu = 1,2-1,3$. Установка на рукояти телескопического звена (параметр l_{py}) позволяет расширить рабочее пространство и, в частности, увеличить вылет манипулятора при одной и той же длине стрелы, либо уменьшить длину стрелы с сохранением требуемого вылета манипулятора. В этом случае диапазон возможных значений μ значительно расширяется.

Нагрузки в манипуляторе определяются силами тяжести его элементов и силами взаимодействия рабочего органа с предметом труда (сортиентами). Исходя из уравнения равновесия рукояти усилие, развиваемое гидроцилиндром поворота рукояти, равно

$$P_p = \frac{(G_z + G_{гр})l_p + G_p l_2}{h_p}, \quad (2.93)$$

где G_z , $G_{гр}$, G_p – вес захвата, груза и рукояти соответственно.

Уравновешивающее усилие, создаваемое гидроцилиндром стрелы, определяется по формуле

$$P_c = \frac{G_c l_1 + G_p(l_c + l_2) + (G_z + G_{гр})(l_c + l_p)}{h_c}, \quad (2.94)$$

где G_c – вес стрелы манипулятора.

6.4.2. Грузовая платформа и ограждение. Для транспортировки сортиментов на задней полураме 8 погрузочно-транспортной машины (рис. 2.141) устанавливаются опорные устройства в виде коников 7. Выбор рациональных параметров кониковых устройств производят на основании расчета на прочность.

Число коников и шаг их расстановки выбирают исходя из обеспечения размещения сортиментов различной длины. В условиях лесосеки в настоящее время заготавливаются сортименты длиной 2, 4 и 6 м. В общем объеме сортиментной заготовки сортименты длиной 6 м составляют около 50%, на долю сортиментов длиной 4 м приходится 40%, а длиной 2 м – 10%.

Для установки гидроманипулятора и сортиментовозного технологического оборудования на базовой машине используются также различные переходные детали в виде надрамников, постаментов, дополнительных кронштейнов, стоек и опор.

Ограждение 6, устанавливаемое перед передним коником погрузочно-транспортной машины, предназначено для защиты кабины оператора и колонны гидроманипулятора от случайных ударных нагрузок, обусловленных спецификой работы на лесосеке. Такие нагрузки могут возникать от транспортируемой пачки сортиментов, при экстренном торможении машины или ее столкновении с препятствием, а также в процессе выполнения погрузочно-разгрузочных операций при ударе торцами сортиментов, находящихся в захвате гидроманипулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Родичев, В. А. Тракторы и автомобили: учеб. пособие / В. А. Родичев. – М.: Агропроимиздат, 1986. – 251 с.
2. Анисимов, Г. М. Лесные машины: учеб. / Г. М. Анисимов. – М.: Лесная промышленность, 1989. – 512 с.
3. Тихонов, А. Ф. Лесные машины: учеб. пособие / А. Ф. Тихонов, А. В. Жуков. – Минск: Вышэйшая школа, 1984. – 278 с.
4. Райков, И. Я. Автомобильные двигатели внутреннего сгорания / И. Я. Райков, Г. П. Рытвинский. – М.: Высшая школа, 1970. – 432 с.
5. Панкратов, Г. П. Двигатели внутреннего сгорания. Автомобили, тракторы и их эксплуатация / Г. П. Панкратов. – М.: Высшая школа, 1979. – 296 с.
6. Метальников, М. С. Практикум по лесохозяйственным машинам / М. С. Метальников. – М.: Агропромиздат, 1990. – 126 с.
7. Анисимов, Г. М. Система питания двигателей лесотранспортных машин / Г. М. Анисимов, А. Д. Драке. – Л.: ЛТА, 1984. – 50 с.
8. Жендаев, С. Г. Особенности конструкций двигателей лесных машин / С. Г. Жендаев, В. А. Галямичев. – Л., 1986. – 48 с.
9. Конструктивные особенности и применение колесных машин на лесозаготовках. Обзорная информация / А. В. Жуков [и др.]. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 48 с.
10. Жуков, А. В. Теория лесных машин: учеб. пособие – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
11. Правила по охране и безопасности труда в лесной, деревообрабатывающей промышленности и в лесном хозяйстве (ПОТМ 1,5/3.00.01–97). – Минск: БелГИИСиздат, 1997. – 343 с.
12. Предельно допустимые уровни: СанПиН № 9-89-98 // Сборник официальных документов по медицине труда и производственной санитарии. Ч. IV. – Минск: МЗ РБ, 1999. – 12 с.
13. Материалы Интернет-сайта www.autoreview.ru.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Раздел I. Организация лесохозяйственного производства	4
§ 1. Общие сведения о лесохозяйственном предприятии	4
§ 2. Техника безопасности и производственная санитария	7
Раздел II. Тракторы и автомобили	14
§ 1. Общее устройство трактора и автомобиля.....	14
§ 2. Устройство и принцип действия двигателей внутреннего сгорания	19
2.1. Классификация	19
2.2. Механизмы и системы двигателя	22
2.3. Основные понятия, параметры и характеристики поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	24
2.4. Рабочие процессы четырехтактных и двухтактных двигателей внутреннего сгорания.....	33
2.5. Рабочие тела и их свойства. Топлива	36
2.6. Токсичность продуктов сгорания	43
2.7. Кривошипно-шатунный механизм (КШМ).....	45
2.7.1. Неподвижные детали КШМ.....	45
2.7.2. Подвижные детали КШМ	48
2.8. Газораспределительный механизм (ГРМ).....	56
2.9. Смазочная система	67
2.9.1. Назначение и основные требования к смазочной системе.....	67
2.9.2. Устройства и приборы смазочной системы	73
2.10. Система охлаждения	77
2.10.1. Назначение и основные требования.....	77
2.10.2. Общее устройство и принцип действия жидкостной системы охлаждения	79
2.11. Система питания двигателей внутреннего сгорания	86
2.11.1. Воздухоочистители	86
2.11.2. Топливные фильтры	89
2.11.3. Топливный бак	90
2.11.4. Система питания карбюраторных двигателей	91
2.11.5. Система питания дизельных двигателей.....	101
2.11.6. Системы питания современных дизельных и бензиновых двигателей.....	116

2.11.7. Датчики современных систем питания двигателя и транспортных машин	121
2.12. Электрооборудование автомобилей и тракторов Система зажигания.	123
2.12.1. Электрооборудование	123
2.12.2. Система зажигания.....	126
2.12.3. Батарейное зажигание	126
2.12.4. Приборы батарейной системы зажигания.....	127
2.12.5. Контактнo-транзисторная система зажигания	133
2.13. Система пуска	137
2.13.1. Запуск электрическим стартером	138
2.13.2. Запуск пусковым двигателем.....	140
2.13.3. Запуск сжатым воздухом.....	140
2.13.4. Способы облегчения пуска двигателя	141
2.14. Электроприборы автомобиля и трактора	142
2.14.1. Генераторы.....	142
2.14.2. Реле-регуляторы	143
2.14.3. Реле питания	144
2.15. Совершенствование конструкции поршневых ДВС	145
§ 3. Трансмиссия автомобилей и тракторов, общее устройство	154
3.1. Назначение и классификация	154
3.2. Сцепление	157
3.3. Коробка передач	162
3.4. Раздаточные коробки	169
3.5. Карданные передачи.....	174
3.6. Ведущие мосты.....	176
3.6.1. Главная передача	177
3.6.2. Дифференциал	179
3.6.3. Полуоси.....	181
3.6.4. Механизмы поворота гусеничных тракторов	182
3.6.5. Бортовые (колесные) передачи.....	186
§ 4. Ходовая часть автомобилей и тракторов, общее устройство	187
4.1. Назначение и классификация	187
4.2. Рама и подвеска автомобилей и колесных тракторов.....	188
4.3. Колеса лесных машин и тракторов.....	197
4.4. Шины лесных колесных машин и тракторов.....	200
4.5. Ходовая часть гусеничных машин	203
§ 5. Механизмы управления автомобилями и тракторами	207
5.1. Органы управления	207
5.2. Рулевое управление	213

5.3. Тормозные системы.....	220
§ 6. Рабочее оборудование	234
6.1. Универсальная раздельно-агрегатная гидравлическая навесная система	234
6.1.1. Общее устройство	234
6.1.2. Работа гидравлической навесной системы	236
6.1.3. Навесной экскаватор	237
6.2. Валы отбора мощности	240
6.2.1. Устройство	240
6.2.2. Мощность привода ВОМ трактора МТЗ.....	240
6.3. Приводной шкив и прицепное устройство	243
6.4. Технологическое оборудование лесных машин	244
6.4.1. Манипулятор	245
6.4.2. Грузовая платформа и ограждение.....	247
Литература	249

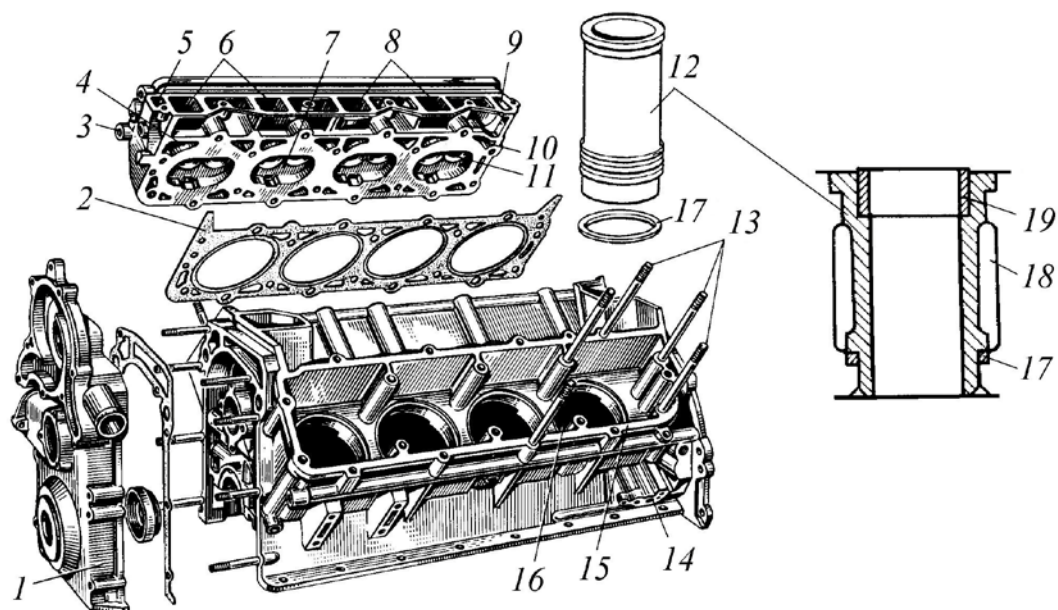


Рис. 2.12. Неподвижные детали

кривошипно-шатунного механизма V-образного двигателя:

- 1 – крышка блока зубчатых колес ГРМ; 2 – прокладка;
 3 – головка блока цилиндров; 4, 10 – входные отверстия рубашки охлаждения;
 5, 9 – выходные отверстия рубашки охлаждения;
 6, 8 – каналы для подачи горючей смеси; 11 – седло клапана;
 12 – мокрая гильза; 13 – шпильки крепления; 14 – стыковочный фланец;
 15 – блок цилиндров; 16 – гнезда гильз; 17 – резиновое уплотнительное кольцо;
 18 – водяная рубашка; 19 – вставка

Блок цилиндров работает в условиях значительного (до 2000°C) и неравномерного нагрева и давления (9,0–10,0 МПа). Чтобы противостоять действию значительных силовых и температурных нагрузок, блок цилиндров должен обладать высокой жесткостью, обеспечивающей минимальные деформации всех его элементов, гарантировать герметичность всех полостей (цилиндры, рубашка охлаждения, каналы и т. д.), иметь высокий срок службы, простую и технологичную конструкцию.

Для изготовления блока цилиндров применяют серый или легированный чугун, а также алюминиевые сплавы. Наиболее предпочтительным материалом для изготовления блока цилиндров в настоящее время является чугун, так как он дешев, обладает большой прочностью и мало поддается температурным деформациям. Иногда блок цилиндров отливают из высокопрочного хромомедного чугуна.

Существенным недостатком блоков из алюминиевых сплавов является их повышенное тепловое расширение и относительно невысокие механические качества.

Расположение цилиндров может быть однорядным (вертикальным или наклонным), двухрядным или V-образным с углом развала между цилиндрами 60° , 75° , 90° . Двигатели с углом развала 180° называются оппозитными. V-образная компоновка получила широкое распространение, так как обеспечивает большую компактность и меньшую удельную массу двигателя.

На двигателях с однорядным расположением цилиндров их нумеруют, начиная с переднего. На V-образных двигателях номера присваивают вначале правому ряду цилиндров, начиная с переднего, а затем нумеруют левый ряд.

Цилиндр в большинстве автотракторных двигателей выполняется в виде гильз, устанавливаемых в блок. Гильзы по способу установки делятся на сухие и мокрые.

Мокрые гильзы, омываемые снаружи охлаждающей жидкостью, обеспечивают лучший теплоотвод. Герметичность мокрой гильзы обеспечивают уплотнением нижней части резиновым кольцом 17 (рис. 2.12) и установкой медной прокладки под верхним буртиком. Применение мокрых гильз улучшает отвод от цилиндров избыточного тепла, однако снижает жесткость блока цилиндров.

Сухие гильзы используются преимущественно в двухтактных двигателях, где применение мокрых гильз затруднительно.

Гильза воспринимает высокое давление рабочих газов, имеющих значительную температуру. Поэтому гильзы изготавливают, как правило, из ковкого легированного чугуна или хромомарганцевого чугуна методом центробежного литья, хорошо противостоящего эрозионному и абразивному износу. Внутренняя поверхность гильзы – зеркало цилиндра – тщательно обработана. Иногда зеркало цилиндра покрывается плазменным керамическим напылением на основе двуокиси циркония.

Поскольку условия работы верхней части гильзы самые тяжелые, а изнашивается она наиболее интенсивно, в современных двигателях равномерность износа цилиндров по высоте обеспечивается короткими вставками 19 из противокоррозийного высоколегированного аустенитного чугуна.

Головка блока цилиндров 3 (рис. 2.12) служит для размещения камер сгорания, впускных и выпускных клапанов, свечей зажигания или форсунок. В процессе работы двигателя головка цилиндров подвергается воздействию высоких температур и давлений. Нагрев отдельных частей головки неравномерен, так как одни из них соприкасаются с продуктами сгорания, имеющими температуру до 2500°C , а

другие омываются охлаждающей жидкостью. Основные требования к конструкции головки цилиндров – высокая жесткость, исключающая деформации от механических нагрузок и коробление при рабочих температурах, простота, технологичность конструкции и небольшая масса.

Головка блока цилиндров выполняется отливкой из серого легированного чугуна, хромомолибденового чугуна или алюминиевого сплава. Часто на поверхности камер сгорания, впускных и выпускных каналов наносится плазменное керамическое покрытие на основе двуокиси циркония. Выбор материала зависит от типа двигателя. В карбюраторных двигателях, где сжимается горючая смесь, предпочтение отдается более теплопроводным алюминиевым сплавам, так как это обеспечивает бездетонационную работу. В дизельных двигателях, где сжимается воздух, головка цилиндров из чугуна способствует повышению температуры стенок камер сгорания, что улучшает протекание рабочего процесса, особенно при запуске в холодное время.

Головка блока цилиндров может выполняться индивидуально на каждый цилиндр или группу цилиндров, а также цельной на весь ряд цилиндров. Индивидуальные головки, как правило, применяют в двигателях с воздушным охлаждением. В большинстве двигателей, имеющих жидкостное охлаждение, применяют общие головки для каждого ряда цилиндров. При большой длине блока цилиндров применяют головки для группы цилиндров.

У бензиновых двигателей и у некоторых типов дизелей обычно камеры сгорания располагают в головках цилиндров. Форма и расположение камер сгорания, впускных и выпускных каналов являются важным конструктивным параметром, определяющим мощностные и экономические показатели двигателей. Форма камеры сгорания должна обеспечивать наилучшие условия для наполнения цилиндра свежим зарядом, полное и бездетонационное сгорание смеси, а также хорошую очистку цилиндра от продуктов сгорания.

2.7.2. Подвижные детали КШМ. Поршень (рис. 2.13, а) воспринимает давление газов и передает его через поршневой палец и шатун на коленчатый вал. В двухтактных двигателях наряду с этим поршень выполняет роль золотника механизма газораспределения. Поршни работают в весьма тяжелых условиях: они испытывают воздействие горячих газов и воспринимают большие динамические нагрузки. В связи с тяжелыми условиями работы поршень должен обладать высокой прочностью, небольшой массой, хорошей теплопроводностью и износостойкостью.

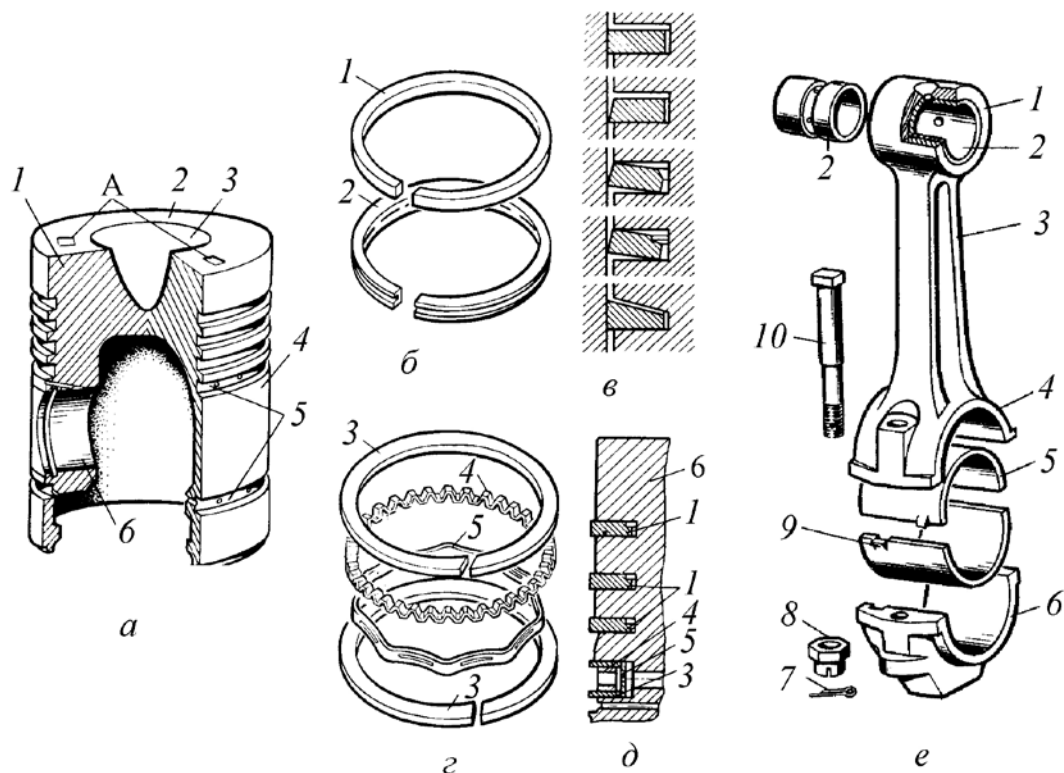


Рис. 2.13. Подвижные детали КШМ:

- а* – поршень: 1 – головка; 2 – днище; 3 – камера сгорания;
 4 – юбка (направляющая часть); 5 – канавки; 6 – бобышка; А – метка;
б – внешний вид поршневых колец; *в* – формы сечения компрессионных колец;
г – составное маслоъемное кольцо; *д* – расположение колец на поршне:
 1 – компрессионные кольца; 2 – маслоъемное кольцо;
 3 – плоские стальные кольца; 4 – осевой расширитель;
 5 – радиальный расширитель; 6 – поршень; *е* – шатун:
 1 – верхняя головка шатуна; 2 – втулка верхней головки; 3 – стержень шатуна;
 4 – нижняя головка шатуна; 5 – вкладыш шатунного подшипника;
 6 – крышка нижней головки шатуна; 7 – шплинт; 8 – корончатая гайка;
 9 – фиксирующий усик вкладыша; 10 – шатунный болт

Для современных двигателей, работающих с большой частотой вращения коленчатого вала и с большими нагрузками, наиболее полно этим требованиям отвечают поршни, изготовленные из алюминиевых сплавов, например, высококремнистого алюминиевого сплава с содержанием кремния 12%. Для тихоходных двигателей поршни изготавливают из чугуна. Иногда в алюминиевых поршнях под верхнее компрессионное кольцо используются нерезиновые вставки. Возможно покрытие днища поршня плазменным напылением составами на основе двуокиси циркония. Алюминиевые поршни дизельных двигателей могут иметь камеру сгорания с анодированными кромками.

Применение поршней из алюминиевых сплавов дает возможность снизить конструкционную массу и, следовательно, силы инерции на 20–30% по сравнению с чугунными. Наряду с этим поршни из алюминиевого сплава имеют и недостатки: меньшую механическую прочность, повышенный износ, большой коэффициент линейного расширения (в 2–2,5 раза).

Поскольку поршень непосредственно охлаждаться не может, он нагревается значительно сильнее, чем охлаждаемая гильза. Для предотвращения заклинивания поршня его устанавливают в цилиндр с зазором. Так как днище и головка поршня нагреваются интенсивнее, чем юбка, зазор между цилиндром и головкой делают большим. Иногда для обеспечения охлаждения поршня используются специальные форсунки в смазочной системе, которые разбрызгивают масло на внутреннюю поверхность поршня.

Конструкция и размеры поршня определяются главным образом величиной и скоростью нарастания давления газов и быстроходностью двигателя. Поршни дизелей имеют более массивную и жесткую конструкцию, большее число поршневых колец. Канавка под верхнее поршневое кольцо может быть армирована залитым в поршень кольцевым цементом. На дизельных двигателях с турбонаддувом могут использоваться армированные бронзовыми втулками отверстия под поршневой палец в бобышках.

В практике моторостроения для повышения прочностных параметров поршня его изготавливают составным – стальная головка и алюминиевый корпус. Компрессионные кольца располагаются в канавках головки поршня, а маслосъемные – в канавке корпуса на стыке со стальной головкой.

На долговечность поршня и бесшумность его работы большое влияние оказывает размещение оси поршневого пальца. С целью обеспечения одинаковых условий работы поршня при различных направлениях его движения ось поршневого пальца несколько смещают вниз и располагают на высоте 0,64–0,68 рабочей высоты юбки. Чтобы избежать стуков при переходе через мертвые точки, ось поршневого пальца смещают на 1,4–1,6 мм от оси поршня в сторону действия боковой силы при рабочем ходе (противоположную направлению вращения).

На дизельных двигателях с турбонаддувом используются, как правило, поршни, в которых предусмотрены три канавки под компрессионные кольца и одна канавка под маслосъемное кольцо с никелевыми износостойкими вставками.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном. Для уменьшения массы и снижения сил инерции его делают пустотелым. Поршневой палец работает под воздействием ударных нагрузок, переменных по величине и направлению, подвергается изгибу и истиранию. Чтобы противостоять этим нагрузкам, поршневой палец должен иметь мягкую сердцевину и твердую поверхность. Этим требованиям удовлетворяют поршневые пальцы, изготовленные из углеродистой или малолегированной стали. Их подвергают термической обработке – цементации на глубину 0,5–1,0 мм с последующей поверхностной закалкой токами высокой частоты на глубину 1,0–1,5 мм. Наружную поверхность пальца шлифуют и полируют.

подавляющее распространение на современных двигателях получили плавающие поршневые пальцы, которые могут проворачиваться как в верхней головке шатуна, так и в бобышках поршня. Такая конструкция обеспечивает более равномерный износ сопряжения. Осевая фиксация поршневого пальца осуществляется стопорными пружинными кольцами, устанавливаемыми в бобышках поршня.

Поршневые компрессионные кольца (рис. 2.13, б) служат для герметизации надпоршневого пространства и предотвращают прорыв газов в картер двигателя. Поршневое кольцо представляет собой криволинейный брус, имеющий в свободном состоянии вырез. При установке в цилиндр кольцо сжимается и благодаря своей упругости прижимается наружной поверхностью к зеркалу цилиндра. Уплотняющее действие поршневых колец тем лучше, чем больше их число. В карбюраторных двигателях устанавливают на поршне 2–3 компрессионных кольца, в дизельных – 3–4.

Самым распространенным материалом для изготовления поршневых компрессионных колец является легированный чугун. Чугунные поршневые кольца получают из индивидуально отлитых заготовок. Однако качество литых чугунных колец не полностью удовлетворяет современным требованиям.

В настоящее время часто применяют стальные кольца. Более перспективными являются кольца из металлокерамических материалов, обладающие большей износостойкостью. Поэтому все чаще используются компрессионные кольца из модифицированного чугуна или с твердым хромовым покрытием.

В процессе работы двигателя компрессионные кольца попеременно прижимаются к верхней и нижней кромкам канавок поршня и действуют как насос, стремясь перекачивать масло со стенок цилиндра в

камеру сгорания. Поэтому на поршнях устанавливают, кроме компрессионных, *маслосъемные кольца* (рис. 2.13, *з*). Они снимают масло со стенок цилиндра, направляя его обратно в картер двигателя. Длительное время маслосъемные кольца изготавливались из чугуна. В настоящее время широкое распространение получили стальные составные маслосъемные кольца. Обладая гибкостью, относительной подвижностью элементов и высоким давлением на стенки цилиндра, стальное кольцо хорошо приспособляется к поверхности цилиндра, имеющего искаженную форму (вследствие износа) и обеспечивает хорошее распределение масла по поверхности цилиндра как в новом, так и в изношенном двигателе.

На современных дизельных двигателях помимо компрессионных и маслосъемных колец часто используются еще жаростойкие кольца, расположенные в канавках головки поршня выше компрессионных колец.

Шатун (рис. 2.13, *е*) обеспечивает шарнирную связь прямолинейно движущегося поршня с вращающимся коленчатым валом. Он передает от поршня коленчатому валу силу давления газов при рабочем ходе. Шатун совершает сложное плоскопараллельное движение: возвратно-поступательное вдоль оси цилиндра и качается относительно оси поршневого пальца. Он испытывает значительные знакопеременные нагрузки, действующие по его продольной оси. Во время рабочего хода сила давления газов сжимает шатун. Силы инерции стремятся оторвать поршень от коленчатого вала и растягивают шатун. Наряду с этим качательное движение вызывает знакопеременные силы инерции, изгибающие шатун в плоскости его качания.

Указанные условия работы предъявляют к конструкции шатуна следующие требования: высокая жесткость, достаточная усталостная прочность, небольшая масса, простота и технологичность.

Основными элементами шатуна являются верхняя *1* (неразъемная) и нижняя *4* (разъемная) головки и соединяющий их стержень *3*. В верхнюю головку шатуна устанавливаются бронзовые втулки *2*, обладающие высокой износостойкостью и сопротивляемостью усталостным разрушениям. В нижнюю головку устанавливаются тонкостенные шатунные вкладыши *5*. Габаритные размеры нижней головки шатуна не должны препятствовать его проходу через цилиндр при сборке двигателя. Поэтому в необходимых случаях применяют «косой» разъем нижней головки шатуна, плоскость которого находится вне перпендикулярной к оси шатуна плоскости.

Шатуны для бензиновых двигателей изготавливают ковкой из углеродистой или легированной стали. В дизельных двигателях шатуны работают при больших динамических нагрузках, поэтому для их изготовления требуются высоколегированная сталь и увеличенные сечения элементов (утяжеление конструкции).

Коленчатый вал (рис. 2.14) воспринимает усилия от шатунов и преобразует их в крутящийся момент. Коленчатый вал является наиболее напряженной деталью КШМ. Он подвергается растяжению, сжатию, изгибу, скручиванию, срезу, поверхностному трению, продольным и поперечным деформациям. При этом нагрузки носят динамический характер и достигают значительных величин.

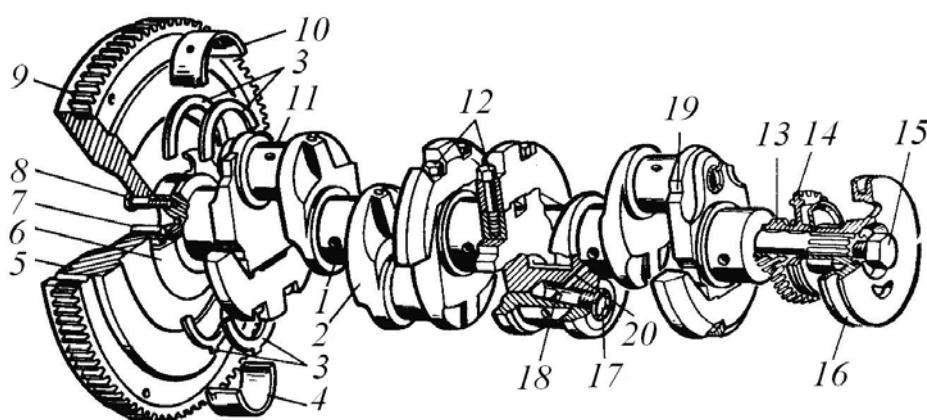


Рис. 2.14. Коленчатый вал рядного двигателя:

- 1 – коренная шейка; 2 – щека; 3 – упорные полукольца;
- 4 – нижний вкладыш коренного подшипника; 5 – маховик;
- 6 – маслоотражатель; 7 – установочный штифт; 8 – болт крепления маховика;
- 9 – зубчатый венец; 10 – верхний вкладыш коренного подшипника;
- 11 – шатунная шейка; 12 – противовесы; 13 – шестерня коленчатого вала;
- 14 – ведущая шестерня привода масляного насоса;
- 15 – болт; 16 – шкив; 17 – пробка; 18 – канал для чистого масла;
- 19 – место клеймения размерной группы шеек коленчатого вала;
- 20 – канал подвода масла в полость шатунной шейки

Исходя из условий работы, характера и величины нагрузок, коленчатый вал должен обладать статической и динамической уравновешенностью, быть достаточно жестким и долговечным при небольшой массе, иметь высокую усталостную прочность, быть устойчивым против вибрации и крутильных колебаний, иметь точные размеры и высокую износостойкость трущихся поверхностей.

Коленчатые валы изготавливают ковкой или штамповкой из углеродистой или низколегированной (хромисто-молибденовой) стали.

Получили распространение литые валы из магниевого чугуна. Они имеют меньшую массу и дешевле, чем кованные. Валы подвергаются термической обработке – закалке и отпуску. Коренные и шатунные шейки коленчатого вала закалываются токами высокой частоты на глубину 3–4 мм, шлифуют и полируют.

Коленчатый вал имеет коренные *I* и шатунные *II* шейки, соединенные друг с другом при помощи щек *2*. Коренные шейки выполняются одинаковыми по диаметру. Шатунная шейка со смежными щеками составляет колено, кривошип вала. Все шатунные шейки по длине и диаметру одинаковы.

В автотракторных двигателях коленчатые валы могут вращаться в подшипниках качения и скольжения. Подшипники качения обеспечивают уменьшение потерь на трение, благодаря чему достигается значительное облегчение запуска двигателя в холодное время. Однако в многоцилиндровых двигателях конструкция блока цилиндров и коленчатого вала с подшипниками качения значительно усложняется. Поэтому чаще всего используются подшипники скольжения.

Коренные подшипники скольжения выполняют в виде тонкостенных стальных вкладышей *10* (полуколец), которые устанавливают в расточках блока цилиндров. На внутреннюю поверхность вкладыша наносится слой из антифрикционного сплава, состав и свойства которого зависят от степени нагруженности. В настоящее время на бензиновых двигателях широко применяются сталеалюминиевые вкладыши, обладающие высокой усталостной прочностью и хорошими противокоррозионными качествами, что обеспечивает им достаточно высокий срок службы.

В дизельных двигателях, имеющих повышенную нагрузку на подшипники, применяются стальные трехслойные вкладыши – антифрикционный сплав из свинцовистой бронзы, никелевый подслои и антикоррозионное покрытие. На дизельных двигателях с турбонаддувом возможно применение составных вкладышей, одна половинка которых снабжена канавками со стороны крышки коренного подшипника. Это обеспечивает хорошую поглощающую способность рабочей поверхности. Часто применяются вкладыши с рабочей поверхностью, которая подвергнута катодному напылению составами, повышающими работоспособность.

Крышки коренных подшипников выполняются из высокопрочного чугуна, соединяются с блоком цилиндров вертикальными и горизонтальными болтами, чем достигается высокая конструкционная жесткость и надежность крепления коленчатого вала.

Маховик 5 устанавливают на задний конец коленчатого вала для уменьшения неравномерности работы двигателя и выведения поршней из мертвых точек. В многоцилиндровых двигателях рабочие ходы протекают с частичным перекрытием, что обеспечивает хорошую равномерность и позволяет кривошипному механизму проходить мертвые точки без помощи маховика. В этих случаях маховик обеспечивает плавную работу двигателя на малой частоте вращения, облегчает трогание машины и способствует пуску двигателя.

Маховик отливают из серого чугуна и крепят к фланцу коленчатого вала болтами 8. На обод маховика напрессовывают стальной зубчатый венец 9, служащий для пуска двигателя от стартера.

На торцевой поверхности маховика наносят метки, соответствующие ВМТ и моменту зажигания. Этими метками пользуются при установке зажигания или впрыска, а также при проведении различных регулировок. В сборе с коленчатым валом маховик должен быть динамически сбалансирован.

Средний диаметр маховика определяется по формуле

$$d_{\text{м.ср}} = 0,26 \sqrt{\frac{\theta_{\text{м}}}{m_{\text{м}}}}, \quad (2.15)$$

где $m_{\text{м}}$ – масса маховика; $\theta_{\text{м}}$ – момент инерции маховика:

$$\theta_{\text{м}} = (0,8-0,9)M_i, \quad (2.16)$$

где M_i – момент сил инерции двигателя.

Диаметр маховика выбирается с учетом габаритов двигателя и возможности размещения муфты сцепления. Размеры маховика зависят от числа цилиндров – чем больше цилиндров (при одной и той же мощности), тем меньше должна быть масса маховика. Коленчатый вал с маховиком подвергаются динамической балансировке. В этом случае масса каждого из противовесов, размещаемых на коленчатом валу, определяется по формуле

$$m_{\text{пр}} = \sqrt{10} \left(\frac{a}{b} \right) \left[\frac{R}{\rho \omega^2} \right], \quad (2.17)$$

где a – расстояние между соседними плоскостями, в которых располагаются оси цилиндров; b – расстояние между центрами тяжести противовесов; R – величина неуравновешенной силы на одном колене вала; ρ – приведенный радиус инерции; ω – угловая скорость коленчатого вала.

2.8. Газораспределительный механизм (ГРМ)

Газораспределительный механизм (ГРМ) служит для впуска в цилиндры горючей смеси (бензиновые и газовые двигатели) или воздуха (дизельные двигатели) и выпуска отработавших газов в соответствии с принятым порядком работы цилиндров и фазами газораспределения. Принятый порядок работы цилиндров может быть осуществлен при помощи *золотникового* или *клапанного* механизмов газораспределения.

Золотниковый ГРМ позволяет получить больший коэффициент наполнения, уменьшить вероятность возникновения детонации и шума при работе. Но из-за конструктивной, производственной и эксплуатационной сложности уступает клапанному и находит ограниченное применение, например, на двигателях гоночных машин.

В автотракторных четырехтактных двигателях массового производства широкое применение получил клапанный газораспределительный механизм (рис. 2.15 и 2.16). В зависимости от расположения клапанов он может быть выполнен: с клапанами, выполненными в головке цилиндров, – верхнее подвесное расположение клапанов – ОНВ (over head valves); с клапанами, расположенными в блоке цилиндров, – нижнее боковое расположение клапанов – SV (side valves); с клапанами, выполненными в головке цилиндров и верхнем расположении распределительного вала или валов – ОНС (over head camshaft) или (ДОНС – double over head camshaft).

Верхнее расположение клапанов широко применяется на карбюраторных, газовых и дизельных двигателях. Расположение клапанов в значительной мере определяет форму камеры сгорания, которая существенно влияет на характер протекания процесса сгорания (жесткость работы двигателя).

При верхнем расположении клапанов камера сгорания более компактна, а это понижает тепловые потери и, следовательно, повышает КПД. Она имеет плавные очертания и поэтому оказывает сравнительно небольшое сопротивление при впуске, от чего повышается коэффициент наполнения. В такой камере меньше вероятность появления очагов детонационного сгорания, а следовательно, допустима более высокая степень сжатия (бензиновые двигатели) и облегчен доступ для регулировки во время эксплуатации.

Двигатели с верхним расположением клапанов развивают большую мощность и более экономичны, чем нижнеклапанные. Кроме

того, верхнеклапанные двигатели допускают форсировку путем увеличения степени сжатия. Недостатки двигателей с верхним расположением клапанов: большой вес деталей и значительные силы инерции механизма, большое число деталей, усложненная конструкция головки блока.

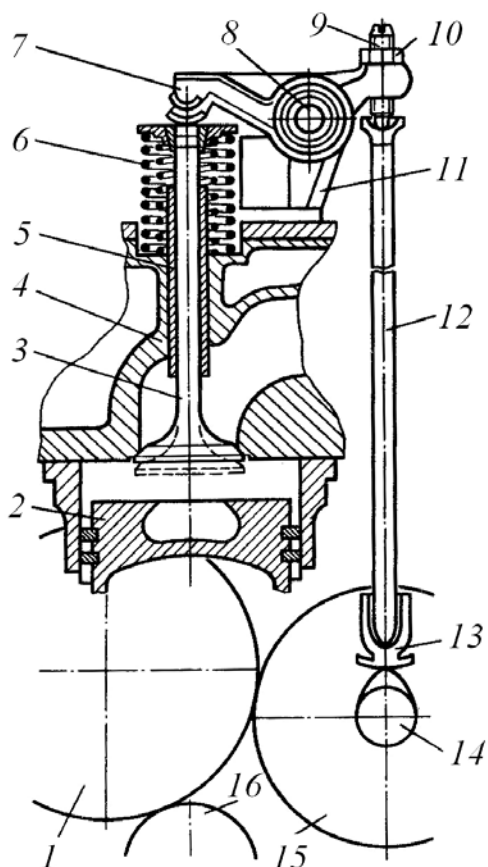


Рис. 2.15. Схема распределительного механизма ОНВ с верхним расположением клапана и нижним распределительного вала:
 1 – промежуточная шестерня; 2 – поршень;
 3 – клапан; 4 – головка цилиндров;
 5 – направляющая втулка; 6 – пружины клапана;
 7 – коромысло; 8 – ось коромысла;
 9 – регулировочный винт; 10 – контргайка;
 11 – стойка валика коромысла; 12 – штанга;
 13 – толкатель; 14 – распределительный вал;
 15 – шестерня распределительного вала

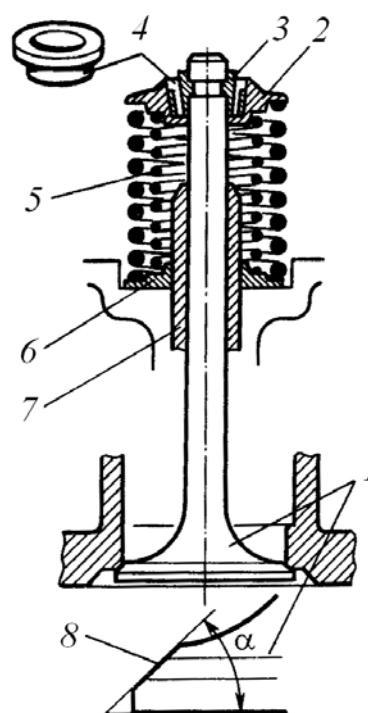


Рис. 2.16. Схема установки клапана:
 1 – клапан; 2 – тарелка пружин;
 3 – сухарики; 4 – втулка сухариков;
 5 – пружины;
 6 – опорная шайба пружин;
 7 – направляющая втулка клапана;
 8 – фаска клапана

Верхнеклапанный газораспределительный механизм двигателя состоит из следующих основных деталей (рис. 2.15): распределительного вала 14, распределительных шестерен 15 и 16, толкателей 13,

штанг толкателей 12, коромысел 7, клапанов 3 с пружинами 6 и направляющих втулок 5 клапанов.

Площадь проходного сечения клапана при его максимальном подъеме определяется из условия неразрывности потока газа при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$A_{\text{кл}} = \frac{V_{\text{п}} A_{\text{п}}}{z_{\text{кл}} \omega_{\text{г}}}, \quad (2.18)$$

где $V_{\text{п}}$ – средняя скорость поршня; $A_{\text{п}}$ – площадь поршня; $z_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов на цилиндр; $\omega_{\text{г}}$ – скорость газа в проходном сечении клапана.

Усилие отрыва клапана от седла при впуске:

$$P_{\text{вп}} = \frac{\pi d^2}{4} (p_0 - 0,8 p_a), \quad (2.19)$$

где d – диаметр седла клапана; p_0 – атмосферное давление; p_a – давление впуска.

Усилие открытия выпускного клапана определяется по формуле

$$P_{\text{вып}} = \frac{\pi d^2}{4} (p_r - p_0), \quad (2.20)$$

где p_r – давление выпуска.

Распределительный вал (рис. 2.17, а) обеспечивает своевременное открытие и закрытие клапанов. Вал имеет впускные и выпускные кулачки, расположенные в определенном порядке, опорные шейки, шестерню привода масляного насоса и распределителя зажигания, а также эксцентрик для привода бензонасоса (у карбюраторных двигателей).

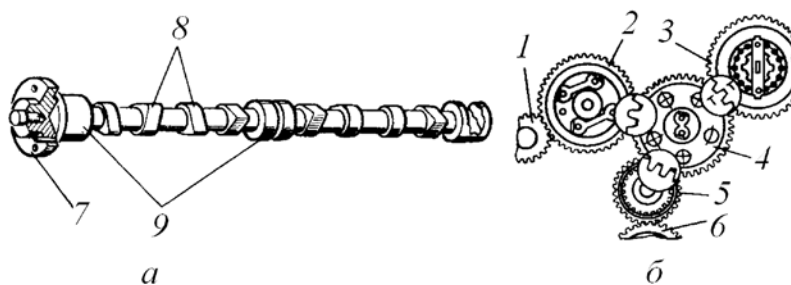


Рис. 2.17. Детали распределительного механизма:

a – газораспределительный вал; *б* – распределительные шестерни: 1 – шестерня привода насоса гидросистемы; 2 – шестерня привода топливного насоса; 3 – шестерня привода распределительного вала; 4 – промежуточная шестерня; 5 и 6 – ведущая и ведомая шестерни масляного насоса; 7 – фланец; 8 – кулачки; 9 – опорные шейки

Размер и профиль кулачков вала выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить наибольшую пропускную способность клапана и плавную, безударную работу ГРМ.

Валы штампуют из стали. Кулачки и шейки подвергают закалке для повышения износостойкости. Применяются также литые чугунные валы.

Опорными шейками распределительный вал вращается во втулках, запрессованных в перегородках блока. В качестве антифрикционного материала для втулок используются баббиты, металлокерамика и бронза. Осевая фиксация распределительного вала осуществляется обычно упорным фланцем, привинченным к блоку.

Распределительные шестерни (рис. 2.17, б). Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала при помощи зубчатой (большинство) или цепной (легковые автомобили) передачи. Для этого на конце коленчатого и распределительного валов закрепляют распределительные шестерни. Для обеспечения бесшумности и плавности работы шестерни изготавливают косозубыми. Шестерню коленчатого вала делают из стали, а шестерню распределительного вала – из чугуна или текстолита. Соотношение числа зубьев шестерен у четырехтактных двигателей 1 : 2 (у двухтактных 1 : 1).

У дизельных двигателей расстояние между осями коленчатого и распределительного вала обычно увеличено. В связи с этим в привод включается дополнительно промежуточная распределительная шестерня. Для правильной установки газораспределения при сборке двигателя на шестерни наносят установочные метки.

Толкатели 13 (рис. 2.15) служат для передачи усилия от кулачков распределительного вала на штангу или клапан, разгружая клапаны и их направляющие от боковых усилий.

Применяются следующие типы толкателей: плоские грибовидные, цилиндрические, роликовые. Их изготавливают из стали или чугуна, а термической обработкой придают рабочим поверхностям высокую твердость.

Для устранения одностороннего износа боковой поверхности толкатели устанавливают таким образом, чтобы при набегании кулачка он поворачивался вокруг своей оси. Это достигается или небольшим смещением оси толкателя относительно середины кулачка по длине, или тем, что торцовую поверхность толкателя делают слегка выпуклой, а кулачкам придают небольшую конусность. На V-образных дизельных двигателях применяют толкатели рычажного типа с роликами, установленными на оси на игольчатых подшипниках.

Штанга толкателя 12 (рис. 2.15) служит для передачи усилия от толкателя к коромыслу. Изготавливается из прутков стали, толстостенных стальных или дюралюминиевых трубок с закрепленными по концам стальными сферическими наконечниками: выпуклыми снизу, вогнутыми сверху.

Коромысла 7 (рис. 2.15) – это неравноплечие рычаги, передающие движение от штанг к клапанам. Изготавливаются из стали или ковкого чугуна и устанавливаются на бронзовых втулках (или без втулок) на пустотелых осях 8, закрепленных на головке блока. Конец коромысла, соприкасающийся со стержнем клапана, закален и имеет специальный профиль для снижения боковых усилий на стержне клапана. В другой конец коромысла ввернут регулировочный винт 9, закрепленный контргайкой 10.

Клапаны (рис. 2.18) служат для закрытия впускных и выпускных каналов в головке. Во время работы двигателя клапаны подвержены

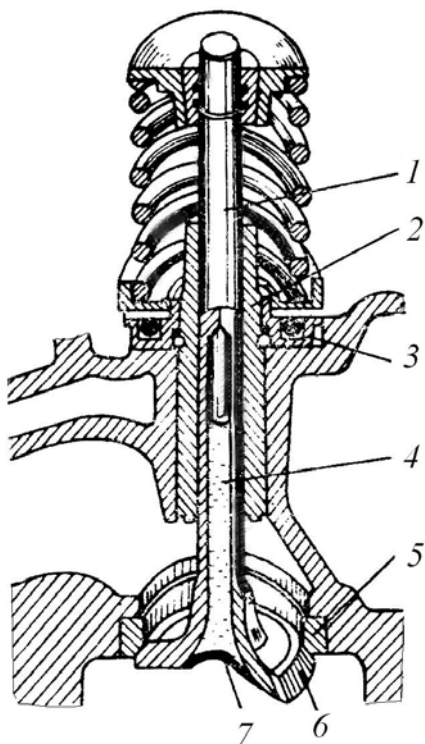


Рис. 2.18. Выпускной клапан:

- 1 – стержень клапана;
- 2 – направляющая втулка;
- 3 – механизм вращения;
- 4 – полость с натрием;
- 5 – седло; 6 – жаропрочная наплавка фаски клапана;
- 7 – заглушка

действию высоких давлений (до 10 МПа) и температур. Температура впускных клапанов, периодически омываемых свежим зарядом, составляет 300–400°С, а выпускных, омываемых горячими отработанными газами – 800–900°С. Кроме того, клапаны подвергаются химическому воздействию горячих газов, вызывающему коррозию и появление окалины, динамическим нагрузкам, возникающим при посадке его в седло. Возникающие ударные нагрузки могут вызвать деформацию тарелки клапана или разрыв его стержня. Температурные условия работы стержня клапана и тарелки различны, особенно у выпускных клапанов.

Впускные клапаны изготавливают из различных сортов легированной стали, преимущественно из хромистой и хромоникелевой, и подвергают термической обработке.

Выпускные клапаны во избежание быстрого выгорания изготавливают из особой жароупорной (сильхромовой) стали, наиболее полно отвечающей всем требо-

ваниям. В некоторых двигателях выпускные клапаны делают составными: тарелку клапана изготавливают из силхромовой стали, а стержень – из хромистой или хромоникелевой, и обе части соединяют сваркой. Для лучшего охлаждения иногда применяют выпускные клапаны со стержнем, заполненным металлическим натрием. Опорная, уплотняющая поверхность тарелки клапана (фаска) имеет обычно угол при основании 45° у выпускных и 30° у впускных клапанов и тщательно притирается к седлу в головке цилиндров. В целях повышения надежности уплотнения фаски выпускных клапанов наплавляют жаростойким сплавом, а седла клапанов делают вставными из высокопрочного и жаростойкого материала. Стержни клапанов иногда имеют покрытие из твердого хрома.

Стержень клапана имеет цилиндрическую форму и с малым зазором перемещается в металлокерамических (реже – чугунных) направляющих втулках. Для уменьшения износа иногда наружную поверхность стержня клапана графитизируют.

Для повышения срока службы клапанов без притирки на двигателях применяют устройства для принудительного вращения выпускного клапана в виде специального механизма или за счет наклона бойка коромысла по отношению к торцу клапана.

Обычно в каждый цилиндр двигателя устанавливают два клапана – впускной и выпускной. В целях повышения коэффициента наполнения впускные клапаны во многих двигателях имеют больший диаметр, чем выпускные. Кроме того, у бензиновых двигателей клапаны располагают наклонно относительно вертикальной оси цилиндров, отчего камера сгорания приобретает наиболее выгодные очертания (клиноватая или полуклиноватая).

Пружина клапана 5 (рис. 2.16) обеспечивает необходимую плотность посадки клапана в седло, воспринимает инерционные усилия и сохраняет на всех возможных режимах работы двигателя полную кинематическую связь клапана с кулачком.

Применяются преимущественно спиральные пружины, имеющие цилиндрическую, а иногда и коническую форму с постоянным шагом навивки, реже – с переменным шагом (для устранения вибраций). У двигателей с верхним расположением клапанов обычно устанавливают по две пружины противоположной навивки, что устраняет возможность проваливания клапана в цилиндр при поломке основной пружины.

У быстроходных двигателей могут возникнуть резонансные колебания пружин, и, соответственно, клапанов. Если установлено две пружины, то каждая из них будет иметь определенный период собст-

венных колебаний. При попадании одной из пружин в резонанс вторая будет служить гасителем колебаний.

Верхний конец пружины удерживается на стержне клапана с помощью упорной шайбы 6 (рис. 2.16), закрепленной разрезными коническими сухариками 3, входящими в выточку на стержне.

Материалом пружины служит специальная пружинная сталь. После навивки и термообработки пружины для повышения срока службы подвергают дробеструйной обработке (наклепу).

Для устранения подсоса масла в цилиндр через зазоры в направляющей втулке впускного клапана под опорной шайбой иногда устанавливают защитные резиновые колпачки.

При сборке газораспределительного механизма двигателя в кинематической цепи привода клапанов необходимо оставлять зазор для компенсации теплового удлинения и обеспечения надежной посадки клапана в седло. Размер зазоров указывается в заводской инструкции по эксплуатации двигателя и обычно составляет 0,15–0,45 мм. Большие зазоры всегда у выпускных клапанов.

Нормальный зазор, устанавливаемый между стержнем клапана и бойком коромысла, в процессе работы двигателя вследствие износа деталей может измениться. Поэтому тепловые зазоры необходимо периодически проверять и регулировать.

Увеличение или уменьшение тепловых зазоров отрицательно сказывается на работе механизма газораспределения и двигателя в целом. При слишком больших зазорах растут ударные нагрузки и увеличивается износ деталей привода клапанов.

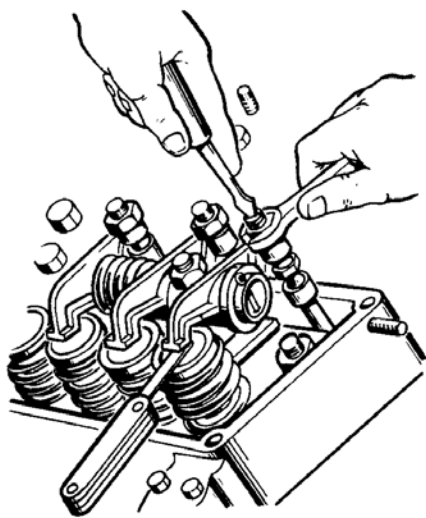


Рис. 2.19. Регулировка теплового зазора

При очень малых зазорах не обеспечивается герметичность камеры сгорания, двигатель теряет компрессию и не развивает полной мощности. Клапаны в этом случае перегреваются, что может повлечь за собой прогорание рабочих фасок.

Зазор контролируется плоским щупом. Регулировку производят путем вращения регулировочного винта в коромысле (рис. 2.19). Порядок регулировки тепловых зазоров указывается в заводской инструкции.

Регулировка тепловых зазоров является достаточно трудоемкой операцией, требующей определенной квалификации

и внимательности. Избежать частой регулировки клапанного механизма и сделать его работу более мягкой помогают гидрокомпенсаторы (рис. 2.20). Установлены они между стержнем клапана и кулачком газораспределительного вала или бойковой поверхностью коромысла. В процессе работы двигателя автоматически изменяется длина компенсатора на величину, равную тепловому зазору. Детали компенсатора перемещаются одна относительно другой под действием встроенной в него пружины и за счет подачи масла под давлением из смазочной системы двигателя.

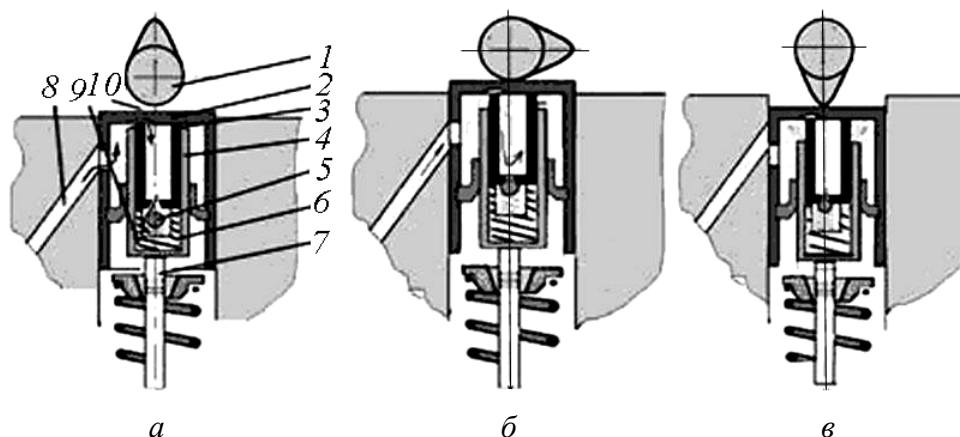


Рис. 2.20. Устройство гидрокомпенсатора теплового зазора клапанов ГРМ:

- 1 – распределительный вал с кулачками; 2 – корпус; 3 – плунжер;
- 4 – втулка плунжера; 5 – шариковый клапан; 6 – пружина плунжера;
- 7 – шток клапана; 8 – масляный канал системы смазки двигателя;
- 9 – полость под плунжером; 10 – тепловой зазор

Гидрокомпенсатор представляет собой корпус, внутри которого установлена подвижная плунжерная пара, состоящая, в свою очередь, из втулки и подпружиненного плунжера с шариковым клапаном. Корпусом может служить цилиндрический толкатель, часть головки блока цилиндров или элементы рычагов привода клапанов.

Плунжер 3 и втулка плунжера 4 составляют плунжерную пару – самый ответственный элемент гидрокомпенсатора. Зазор между втулкой и плунжером составляет 5–8 мкм. Этот зазор способствует свободному перемещению деталей относительно друг друга и позволяет сохранить герметичность соединения. В нижней части плунжера выполнено отверстие, которое закрывается обратным шариковым клапаном 5. Между втулкой 4 и плунжером 3 установлена жесткая пружина 6.

Когда кулачок распределительного вала 1 располагается тыльной стороной к толкателю, между корпусом и распределительным валом остается тепловой зазор 10. Масло поступает в плунжер 3 через мас-

ляный канал из системы смазки (рис. 2.20, *a*). Одновременно с этим плунжер 3 под действием пружины 6 поднимается и компенсирует зазор 10, а в полость под плунжером через шариковый клапан 5 из системы смазки двигателя также попадает масло.

По мере того как вал 1 поворачивается, кулачок начинает давить на толкатель и перемещает его вниз (рис. 2.20, *б*). Обратный шариковый клапан 5 в этот момент закрывается, и плунжерная пара начинает работать как жесткий элемент (масло можно считать несжимаемой жидкостью), передавая усилие на клапан (рис. 2.20, *в*). Небольшая часть масла тем не менее выдавливается из-под плунжера через зазор между ним и втулкой. Утечка компенсируется поступлением масла из системы смазки. Из-за нагревания деталей во время работы двигателя происходит некоторое изменение длины гидрокомпенсатора, но система сама автоматически компенсирует зазор, изменяя объем дополнительной порции масла.

У тракторных дизельных двигателей для облегчения проворачивания коленчатого вала при пуске холодного двигателя служит **декомпрессионный механизм** (рис. 2.21).

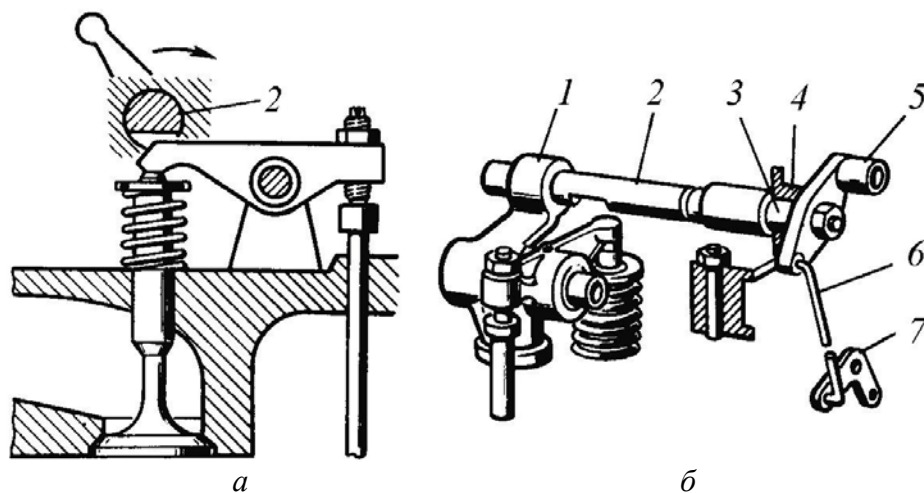


Рис. 2.21. Декомпрессионный механизм:
a – схема; *б* – устройство: 1 – стойка валика; 2 – валик; 3 – ось;
 4 – корпус; 5 – рычаг с фиксатором; 6 – тяга; 7 – рукоятка

Этот механизм позволяет принудительно открыть на небольшую величину (0,75–1,25 мм) все клапаны и удерживать их в таком положении и тем самым снизить компрессию в цилиндрах двигателя на период пуска. Величина открытия клапанов определяется или глубиной лысок на валике 2 декомпрессионного механизма, или положением регулировочных болтов.

При включенном положении декомпрессионного механизма головки винтов на валиках 2 обращены вбок и не мешают нормальной работе распределительного механизма. Когда декомпрессор включают в работу, валики поворачиваются и головками винтов нажимают на длинные плечи коромысла, открывая клапаны. В рабочем положении валики декомпрессора фиксируются защелкой с пружиной.

В целях наиболее совершенной очистки цилиндров от продуктов сгорания и наибольшего наполнения цилиндров свежим зарядом продолжительность открытия выпускных и впускных клапанов стремятся по возможности увеличить. Продолжительность открытия клапанов, выраженную в углах поворота коленчатого вала, называют *фазами газораспределения*. Круговая диаграмма фаз газораспределения приведена на рис. 2.22.

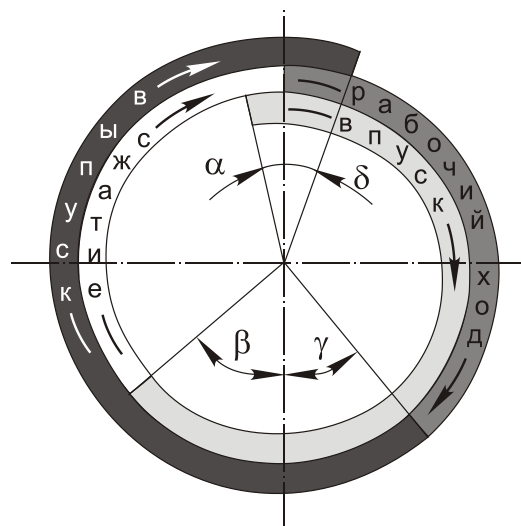


Рис. 2.22. Диаграмма фаз газораспределения

Открытие впускного клапана у большинства двигателей осуществляется с некоторым опережением ($\alpha = 10\text{--}22^\circ$ раньше ВМТ). Это вызвано тем, что подъем клапана кулачком происходит постепенно, а для обеспечения значительного открытия впускного клапана к моменту создания в цилиндре разрежения (необходимого для интенсивного поступления свежего заряда) впускной клапан должен начать открываться раньше ВМТ.

Закрытие впускного клапана у всех двигателей происходит со значительным опозданием – $\beta = 40\text{--}75^\circ$ позже НМТ. Связано это с тем, что во время впуска, когда поршень достиг НМТ, давление в цилиндре все еще меньше атмосферного. Поэтому заряд будет продолжать поступать в цилиндр до тех пор, пока давление в цилиндре не превысит давления во впускном коллекторе. Инерционный напор заряда будет способствовать поступлению тем активней, чем большее число оборотов совершает коленчатый вал. Значительное запаздывание закрытия впускного клапана дает возможность повысить коэффициент наполнения, так как продолжительность открытия впускного клапана составляет $220\text{--}270^\circ$.

Выпускной клапан открывается у всех двигателей со значительным опережением: $\gamma = 30\text{--}70^\circ$ до того, как поршень достигает НМТ. В момент открытия выпускного клапана отработавшие газы в цилиндре

имеют давление 0,3–0,4 МПа. Поэтому основная часть газов удаляется из цилиндра до НМТ. Дальнейшее удаление отработавших газов происходит при движении поршня от НМТ к ВМТ при давлении 0,105–0,115 МПа. На удаление газов затрачивается минимальная работа. опережение открытия выпускного клапана создает условия для улучшения очистки цилиндра, следовательно, способствует и лучшему наполнению цилиндра свежим зарядом.

Закрывание выпускного клапана происходит обычно с некоторым запаздыванием: $\delta = 2\text{--}30^\circ$ после ВМТ. Это дает возможность улучшить очистку цилиндра, так как в момент прихода поршня в ВМТ давление газов в цилиндре еще превышает атмосферное. У некоторых двигателей выпускной клапан закрывается в ВМТ. Общая продолжительность открытия выпускного клапана составляет $220\text{--}270^\circ$.

Перекрытием клапанов называют некоторый промежуток времени, в течение которого открыты одновременно впускной и выпускной клапаны: $\alpha + \delta$. При перекрытии клапанов потоки не перемешиваются и не происходит утечки свежего заряда с отработавшими газами из-за крайне небольшого времени перекрытия и незначительных проходных сечений клапанов: впускного в начале открытия и выпускного в конце закрытия.

Угол между вершинами кулачков впускного и выпускного клапанов (при однорядном расположении толкателей):

$$\alpha = \frac{(360 - \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 - \varphi_4)}{4}, \quad (2.21)$$

где φ_1 и φ_2 – углы открытия и закрытия впускного клапана; φ_3 и φ_4 – углы открытия и закрытия выпускного клапана.

Фазы газораспределения зависят от конструкции ГРМ, устанавливаются на заводе изготовителе при сборке двигателя и на классических двигателях не могут изменяться в зависимости от режима работы двигателя. Для достижения оптимальных мощностных показателей двигателя на всех режимах его работы, снижения токсичности отработавших газов и расхода топлива на современных быстроходных двигателях используют специальные механизмы для изменения фаз газораспределения.

Система изменения фаз газораспределения позволяет плавно изменять фазы газораспределения в соответствии с условиями работы двигателя. Это достигается путем поворота распределительного вала впускных клапанов относительно вала выпускных в диапазоне $40\text{--}60^\circ$ (по углу поворота коленчатого вала). В результате изменяется момент начала открытия впускных клапанов и величина времени перекрытия клапанов.

2.9. Смазочная система

2.9.1. Назначение и основные требования к смазочной системе.

Одним из недостатков поршневых двигателей внутреннего сгорания является наличие большого количества движущихся деталей, имеющих значительные поверхности трения. При этом трущиеся (сопряженные) пары работают при высоких температурах и воспринимают значительные динамические нагрузки. Трение вызывает износ трущихся деталей, выделение тепла и требует затрат мощности. Принято различать трение *сухое, жидкостное и полужидкостное*.

При *сухом* трении рабочие поверхности деталей сухие и непосредственно соприкасаются одна с другой (в практических условиях сухое трение не существует).

При *жидкостном* трении рабочие поверхности полностью разделены достаточно толстым слоем масла.

При *полужидкостном* трении масляный слой не полностью разделяет трущиеся поверхности. В этом случае в местах разрыва масляного слоя неровности трущихся поверхностей могут соприкоснуться между собой (граничное трение). Полужидкостное трение наиболее характерно для цилиндропоршневой группы деталей.

Следует отметить, что для сухих поверхностей в автотракторных подшипниках скольжения коэффициент трения равняется примерно 0,1. При переходе к полужидкостному трению коэффициент трения снижается примерно в 10 раз, а при жидкостном трении он уменьшается до 0,01–0,001.

Таким образом, для обеспечения долговечной работы двигателя при минимальных затратах мощности на привод всех его механизмов необходима смазка трущихся поверхностей. В связи с этим все поршневые ДВС имеют *смазочную систему* – совокупность устройств, которые подают масло в необходимом количестве к трущимся поверхностям.

Введение слоя масла между трущимися поверхностями поршневых ДВС не только снижает трение и износ деталей, но также отводит тепло, возникающее вследствие трения, защищает детали от коррозии, очищает трущиеся поверхности от нагара и продуктов износа, способствует уплотнению рабочей полости цилиндра.

Смазочная система двигателей автомобилей и тракторов должна обеспечивать бесперебойную подачу масла к трущимся деталям при работе на различных скоростных и нагрузочных режимах и в различных условиях эксплуатации, высокую степень очистки масла от меха-

нических примесей, возможность длительной работы двигателя под нагрузкой без перегрева масла.

В зависимости от способа подачи масла к трущимся поверхностям различают системы смазки *разбрызгиванием, под давлением и комбинированную*. Существует также смазочная система с «сухим» катетером, в которой смазочное масло находится в специальном резервуаре и при помощи дозирующего устройства подается к трущимся поверхностям.

На большинстве автотракторных двигателей применяют комбинированные смазочные системы, в которых сочетаются способы подачи масла разбрызгиванием и под давлением. Под давлением масло подводится к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, к подшипникам распределительного вала, к осям коромысел и наконецникам штанг, к втулкам распределительных шестерен. В некоторых конструкциях под давлением смазывается сопряжение верхней головки шатуна с поршневым пальцем, а также организуется принудительный впрыск масла на поверхность зеркала цилиндра. Остальные трущиеся детали двигателя смазываются разбрызгиванием.

К смазочным маслам для поршневых ДВС предъявляют следующие основные требования: достаточная вязкость на всех эксплуатационных режимах, хорошая маслянистость (способность образовывать на трущейся поверхности непрерывную пленку), противоокислительная устойчивость, химическая стабильность, высокая температура вспышки и малая испаряемость, хорошая моющая способность, отсутствие свободных минеральных кислот и щелочей, воды и механических примесей.

Основным показателем, характеризующим смазочные качества масла, является вязкость. Кинематическая вязкость масла определяется специальным прибором (вискозиметром) при температуре 100°C и выражается в сантистоксах (сСт). В системе СИ 1 сСт равен $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для улучшения эксплуатационных качеств смазочных масел и придания им необходимых свойств в масла добавляют присадки: вязкостные, повышающие вязкость масла; депрессорные, улучшающие подвижность масел при низких температурах; антиокислительные, повышающие стабильность масла при высоких температурах; антикоррозийные, предотвращающие или уменьшающие коррозионный износ; антипенные, предотвращающие вспенивание масла.

В международной практике классификация моторных масел производится по трем параметрам:

1. Вязкостно-температурные свойства – определяют диапазон температуры воздуха, в котором масло может быть использовано.

2. Область применения и тип двигателя.

3. Наличие или отсутствие энергосберегающих свойств масла, характеризующих экономией топлива.

Также в зависимости от основы моторного масла они делятся на три вида: минеральные, синтетические и полусинтетические.

Основу минеральных моторных масел составляют очищенные масляные фракции нефти, являющиеся базовым маслом, к которому добавляют минимум 5–6 различных присадок (10–15% и более от всего объема), придающих необходимые новые свойства или значительно улучшающие его природные качества. Преимуществом этого вида масла является его относительно невысокая стоимость.

Основу синтетических моторных масел составляют синтезированные органические соединения, которые обладают низкой температурой застывания, стойкостью к окислению и хорошей смазочной способностью, обеспечивают двигателю высокие пусковые характеристики при низкой температуре окружающей среды. Большинство синтетических масел являются энергосберегающими, что позволяет снизить расход топлива. Еще одним преимуществом таких масел является увеличенный срок их службы. К недостаткам можно отнести достаточно высокую стоимость синтетических масел.

Полусинтетические масла изготавливаются на основе смесей высококачественных минеральных базовых компонентов, выработанных из нефти, с синтетическими компонентами.

Синтетические и полусинтетические масла по сравнению с минеральными обладают лучшими вязкостно-температурными свойствами, а также меньшей склонностью к образованию отложений на деталях двигателей. Они обеспечивают экономию топлива, снижая потери энергии на преодоление трения, и надежный пуск холодного двигателя. Однако при несоблюдении правил эксплуатации и неверном выборе такие масла быстро теряют свои эксплуатационные качества.

В настоящее время общепринятой служит классификация моторных масел по вязкости, установленная SAE (Society of Automotive Engineers – Общество автомобильных инженеров) в стандарте SAE J-300 DEC-99. Эта классификация содержит 11 классов, из которых 6 относятся к зимним маслам (SAE 0W, 5W, 10W, 15W, 20W и 25W – «W» от Winter – зима) и 5 – к летним (SAE 20, 30, 40, 50 и 60). Существуют также всесезонные масла, пригодные для круглогодичного применения. Маркировка таких масел содержит двойной индекс,

первый из которых указывает максимальные значения динамической вязкости масла при отрицательных температурах и гарантирует пусковые свойства, а второй определяет характерный для соответствующего класса вязкости летнего масла диапазон кинематической вязкости при 100°C и динамической вязкости при 150°C. Например, SAE 5W-40, SAE 20W-50, SAE 0W-30 и т. п.

Международная классификация моторных масел по областям применения и уровню эксплуатационных свойств установлена API (American Petroleum Institute – Американский нефтяной институт).

В соответствии с этой классификацией моторные масла подразделяются на две категории – «S» и «C». К категории «S» (Service) отнесены масла для бензиновых двигателей легковых автомобилей, к категории «C» (Commercial) – масла для дизельных двигателей легковых и грузовых автомобилей, магистральных тягачей, лесозаготовительных, лесохозяйственных, сельскохозяйственных машин и тракторов. Категория «S» включает 10 классов масел: SA, SB, SC, SD, SE, SF, SG, SH, SJ и SL, а категория «C» – 11 классов: CA, CB, CC, CD, CD-II, CE, CF, CF-4, CF-2, CG-4 и CH-4.

Универсальные масла, применяемые в дизельных и бензиновых двигателях, обозначают двумя классами разных категорий, например, CG-4/SH, SF/CC, SE/CD и т. п.

В связи с тем, что условия эксплуатации автотракторного парка автомобилей в США и странах Европы существенно отличаются друг от друга, в европейских странах параллельно с американской спецификацией API была введена классификация CCMC (Comitee of Common Market Automobile Constructors – Комитет производителей автомобилей общего рынка). Однако с 1996 г. введена новая, учитывающая особенности современных двигателей европейская классификация моторных масел по эксплуатационным свойствам ACEA (Association des Constructeurs Europeens de L'Automobile – Ассоциация европейских производителей автомобилей).

Классификация ACEA состоит из трех классов последовательности испытаний – А (бензиновые двигатели), В (дизельные двигатели легковых автомобилей), Е (дизельные двигатели тяжелых грузовых автомобилей). Каждый класс в свою очередь подразделяется на категории, обозначенные арабскими цифрами. Далее приводится год введения в действие, а также может быть указание на второе, более позднее, издание данной нормы, например, А1 98; А2 96 Издание 2; А3 98 и т. п.

В России и странах СНГ моторные масла классифицированы согласно ГОСТ 17479.1–85 по вязкости, группам назначения и уровням эксплуатационных свойств.

Стандартная марка моторного масла в соответствии с ГОСТ 17479.1–85 включает следующие знаки: букву М (моторное), цифру или дробь (для всесезонных масел), указывающую вязкость (при температуре 100°С в сСт), одну или две из первых шести букв алфавита (табл. 3), обозначающих уровень эксплуатационных свойств и область применения данного масла.

Универсальные масла обозначены буквой без индекса или двумя разными буквами с разными индексами. Индекс 1 присвоен маслам для бензиновых двигателей, индекс 2 – для дизельных двигателей. По ГОСТ 17479.1–85 выделены следующие классы вязкости моторного масла: 3_з; 4_з; 5_з; 6_з; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 24; 3_з/8; 4_з/6; 4_з/8; 4_з/10; 5_з/10; 5_з/12; 5_з/14; 6_з/10; 6_з/14; 6_з/16. Например: М-6_з/10В – моторное масло всесезонное, универсальное для среднефорсированных дизельных и бензиновых двигателей (группа В); М-4_з/8-В₂Г₁ – моторное масло всесезонное, универсальное для среднефорсированных дизелей (группа В₂) и высокофорсированных бензиновых двигателей (группа Г₁).

В основу работы комбинированных смазочных систем различных двигателей положена одна и та же принципиальная схема (рис. 2.23). Масло из картера (масляного поддона 1) через маслоприемник 6 нагнетается шестеренчатым насосом, состоящим из двух секций.

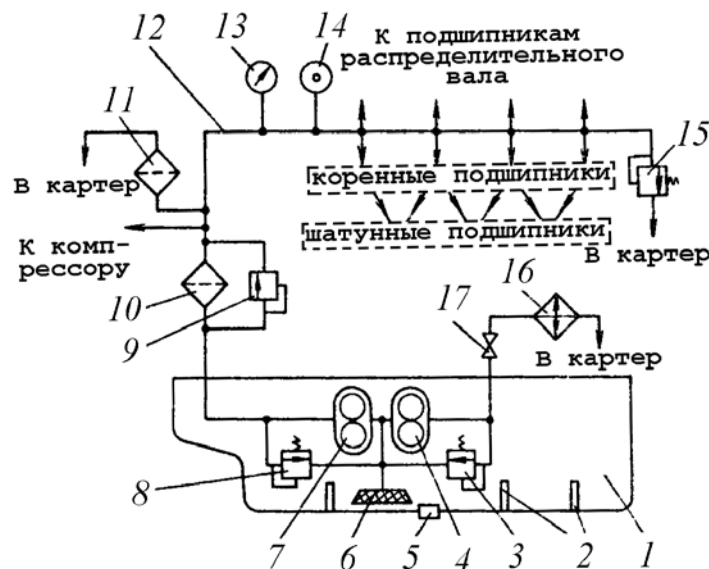


Рис. 2.23. Принципиальная схема комбинированной системы смазки:
 1 – масляный поддон; 2 – перегородки; 3 – предохранительный клапан радиаторной секции; 4 – радиаторная секция масляного насоса;
 5 – магнитная пробка; 6 – маслоприемник; 7 – основная секция масляного насоса; 8 – редукционный клапан; 9 – перепускной клапан;
 10 – фильтр грубой очистки; 11 – фильтр тонкой очистки; 12 – главная масляная магистраль; 13 – манометр; 14 – термометр; 15 – сливной клапан;
 16 – масляный радиатор; 17 – кран отключения масляного радиатора

Основная секция насоса 7 подает масло к фильтру грубой очистки 10. Параллельно фильтру включен перепускной клапан 9, пропускающий неочищенное масло в главную масляную магистраль 12, минуя фильтр в тех случаях, когда давление перед ним возрастает (засорение фильтрующего элемента, высокая вязкость масла при пуске, большая частота вращения коленчатого вала). Клапан 9 регулируется на перепад давления при входе и выходе из фильтра на 0,08–0,28 МПа. Давление нагнетания основной секции насоса ограничивается редукционным клапаном 8. При давлении выше установленной нормы клапан открывается, и лишнее масло сливается в картер. Клапан 8 регулируется на давление 0,3–0,4 МПа у бензиновых двигателей и 0,7–0,8 МПа у дизелей.

После фильтра грубой очистки поток масла разделяется на две части. Меньшая часть поступает в фильтр тонкой очистки 11, подключенный параллельно, и после очистки сливается в картер; большая часть нагнетается в главную масляную магистраль 12 и смазывает под давлением коренные и шатунные подшипники коленчатого вала и подшипники распределительного вала. Далее за счет золотникового устройства, образуемого лысками и канавками на опорных шейках распределительного вала, масло прерывистым (пульсирующим) потоком поступает под давлением к осям коромысел, к втулкам распределительных шестерен и к узлу осевой фиксации распределительного вала.

Все другие детали (рабочие поверхности цилиндров, кулачки распределительного вала, зубья шестерен распределения и т. д.) смазываются мельчайшими каплями масла (туманом), вытекающего из подшипников коленчатого вала и разбрызгиваемого вращающимися деталями двигателя. В современных автотракторных двигателях для обеспечения надежной смазки зеркала цилиндра применяется периодический впрыск масла из отверстий в нижних (кривошипных) головках шатуна.

В главной масляной магистрали установлен сливной клапан 15, который обеспечивает более точное поддержание давления непосредственно у подшипников коленчатого вала. Сливной клапан перепускает лишнее масло в поддон картера, когда давление в главной масляной магистрали 12 превышает 0,25–0,45 МПа.

Давление масла перед поступлением в подшипники коленчатого вала контролируется манометром 13, а температура масла – термометром 14, установленными на щитке контрольных приборов.

Нормальная температура масла в автотракторных двигателях, нагруженных до полной мощности, должна находиться в пределах

80–90°C. При такой температуре и номинальной частоте вращения коленчатого вала давление масла должно составлять 0,25–0,45 МПа. Минимальное давление масла в системе допускается не ниже 0,08 МПа.

Для охлаждения масла при работе двигателя с большой нагрузкой или при температуре воздуха выше 20°C краником 17 включают масляный радиатор 16. Масло в радиатор нагнетается радиаторной секцией насоса 4. Охлажденное в радиаторе масло сливается в поддон картера. Если запорный кран 17 масляного радиатора закрыт или масло слишком густое, предохранительный клапан 3 ограничивает наибольшее давление в пределах 0,12–0,15 МПа, сливая излишек масла в картер.

Общее количество масла, обеспечивающего жидкостную смазку и отвод тепла:

$$G_{\text{масл}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}}}, \quad (2.22)$$

где $Q_{\text{м}}$ – количество теплоты, отводимое смазочным маслом; $\rho_{\text{м}}$ – плотность смазочного масла; $c_{\text{м}}$ – средняя удельная теплоемкость масла; $\Delta T_{\text{м}}$ – повышение температуры от нагрева масла в двигателе на 10–15К.

Подача масляного насоса определяется по формуле

$$V_{\text{н}} = \frac{2G_{\text{масл}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (2.23)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – объемный коэффициент, учитывающий утечки масла в шестеренчатом масляном насосе.

Мощность, необходимая для приведения масляного насоса:

$$N_{\text{н.м}} = \frac{u_{\text{н}} p_{\text{м}}}{10^3 \eta_{\text{м}}}, \quad (2.24)$$

где $u_{\text{н}}$ – окружная скорость шестерни на внешнем диаметре; $p_{\text{м}}$ – рабочее давление смазочного масла в системе; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД масляного насоса.

Охлаждающая площадь масляного радиатора равна:

$$A_{\text{р.м}} = (0,4–0,5) N_e. \quad (2.25)$$

2.9.2. Устройства и приборы смазочной системы. Масляный насос (рис. 2.24) должен подавать масло под давлением, гарантирующим проникновение масла в зазоры между трущимися деталями и сохранение оптимальной величины масляного слоя.

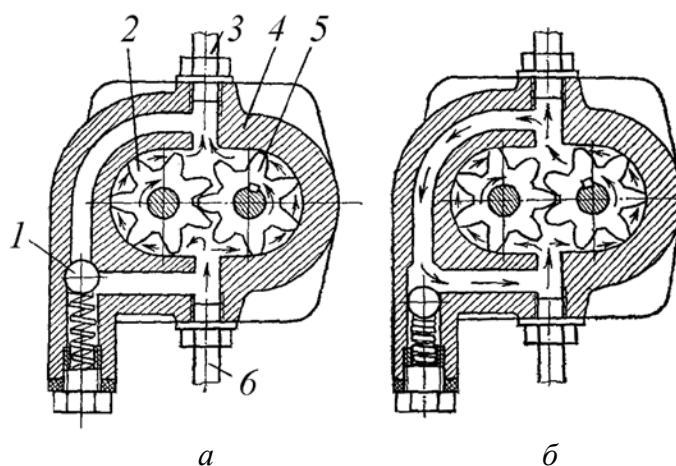


Рис. 2.24. Схема работы масляного насоса:
а – при нормальном давлении;
б – при повышенном давлении в системе смазки:
 1 – редукционный клапан; 2 – ведомая шестерня;
 3 – отвод масла из нагнетательной полости;
 4 – корпус насоса; 5 – ведущая шестерня; 6 – подвод
 масла во всасывающую полость насоса

У автотракторных двигателей широко применяются насосы шестеренчатого типа. Они просты по устройству и надежно работают. Шестеренчатые насосы выполняются с числом секций от одной до трех. Производительность масляных насосов до 400 л/ч, а мощность, затрачиваемая на привод, до 1,0 кВт.

Привод масляного насоса осуществляется шестерней 5, выполненной на распределительном валу, или шестерней, находящейся в постоянном зацеплении с распределительными шестернями двигателя.

Маслоприемники насоса бывают неподвижными или плавающими и снабжаются сетчатыми фильтрами для предварительной очистки масла. По сравнению с неподвижным плавающий маслоприемник дает возможность забирать масло в насос из верхних, наиболее чистых слоев, так как отстой и металлические частицы находятся в нижних слоях масла.

Редукционный клапан. Давление, создаваемое насосом, зависит от частоты вращения коленчатого вала, вязкости масла, размера зазоров и состояния двигателя. В процессе работы двигателя частота вращения коленчатого вала и вязкость масла изменяются в широких пределах. Изменяется в процессе эксплуатации и состояние двигателя. Износ деталей приводит к увеличению зазоров в сопряженных узлах, при этом количество масла, вытекающее через зазоры, возрастает. Для бесперебойной подачи масла ко всем сопряженным узлам произ-

водительность масляного насоса рассчитывается со значительным избытком, покрывающим возможные колебания давления. При давлении выше нормы редукционный клапан 1 (рис. 2.24) перепускает избыток масла в картер или во всасывающую полость насоса.

Редукционный клапан предохраняет систему от повреждений при чрезмерном повышении давления (рис. 2.24, б). Это важно при пуске непрогретого двигателя, когда вследствие большой вязкости масла давление, создаваемое насосом, резко возрастает также при засорении магистрали. Редукционный клапан устанавливается в корпус насоса и обычно пропускает 40–50% масла, нагнетаемого насосом.

Перепускной клапан 9 (рис. 2.24) служит для временного автоматического (полного или частичного) отключения масляных фильтров или масляного радиатора. Устройство перепускного клапана такое же, как и редукционного клапана.

Перепускной клапан масляных фильтров полностью или частично перепускает масло, минуя фильтр, в магистраль в тех случаях, когда фильтр засорился, или в периоды поступления масла в количестве, превосходящем пропускную способность фильтра.

Перепускной клапан масляного радиатора (если имеется) перепускает масло внутри насоса или на слив, минуя радиатор в те периоды, когда температура масла ниже нормальной, и охлаждать его нет необходимости, например, во время пуска.

Масляный радиатор. При повышенных температурах окружающей среды температура картерного масла значительно возрастает. Повышение температуры влечет за собой преждевременное старение масла, понижает его вязкость, ухудшает охлаждение и приводит к уменьшению мощности двигателя.

Для автоматического поддержания температуры масла в определенных оптимальных границах и для более интенсивного принудительного охлаждения масла применяют специальные масляные радиаторы: воздушно- и водомасляные.

Воздушно-масляный радиатор размещается перед водяным радиатором. Охлаждение масла обеспечивается потоком воздуха, создаваемым вентилятором. Такие радиаторы получили широкое применение. По сравнению с водомасляными они интенсивно охлаждают масло, имеют меньшую массу, более просты и надежны.

Водомасляный радиатор может быть размещен в любом месте двигателя, но должен быть связан с системой охлаждения. Охлаждение масла обеспечивается потоком воды, циркулирующей в системе охлаждения и омывающей радиатор.

Масляные фильтры. В процессе работы двигателя качество масла значительно ухудшается в результате явлений химического разложения, насыщения влагой, разжижения топливом, загрязнения механическими примесями, всегда сопутствующих работе двигателя.

Накапливающиеся в масле твердые частицы имеют размер 1–2 мкм, реже – 3–5 мкм. Иногда размер частиц достигает 60–120 мкм, что значительно превосходит величину зазоров в сопряженных узлах и вызывает интенсивный износ деталей двигателя.

Чтобы понизить износ сопряженных деталей, необходимо непрерывно очищать масло в процессе работы двигателя с помощью специальных масляных фильтров. Наиболее распространены на ДВС механические центробежные фильтры.

Различают фильтры *предварительной (грубой)* и *окончательной (тонкой)* очистки масла.

Механические фильтры (рис. 2.25) обладают способностью задерживать твердые частицы и небольшую часть смолистых веществ. Их снабжают различными фильтрующими элементами, металлической сеткой, тонкими металлическими профилированными лентами, металлическими пластинами 1, войлочными пластинами, хлопчатобумажными очесами и нитками, бумажными пластинами и др. Ленточные, пластинчатые и сетчатые фильтры осуществляют грубую очистку масла, войлочные и бумажные – тонкую.

Центробежные фильтры. Чаще всего применяются реактивные масляные центрифуги (РМЦ), основными частями которой (рис. 2.26) являются: корпус 11, ротор 3, ось 4 (нижней своей частью ввернута в корпус фильтра), остов ротора 7, насадок 8, пустотелая ось 9, маслоотводящая трубка 10, масляные каналы 12 и 13 и кольцевая полость 14.

Во время работы двигателя масло от насоса поступает через каналы корпуса в кольцевую полость 14 между осью 4 и трубкой, затем через радиальные отверстия оси проходит под отражатель и заполняет пространство ротора. В нем поток масла разделяется: часть неочищенного масла (около 20%) идет на привод ротора и через форсунки стекает в картер. Основной же поток очищенного масла по верхнему ряду радиальных отверстий в корпусе ротора и его оси поступает в маслоотводящую трубку 10, а далее – в масляную магистраль.

При вращении ротора на его внутренних стенках под действием центробежных сил осаждаются взвешенные в масле механические примеси (продукты износа, продукты старения масла и др.) с удельным весом, превышающим плотность масла. Ротор вращается с высо-

кой скоростью (до 6000 мин⁻¹) за счет реакции вытекающей струи масла. РМЦ проста, удобна и надежна в эксплуатации. Она сокращает эксплуатационные затраты, увеличивает срок службы масла и способствует снижению износа деталей двигателя.

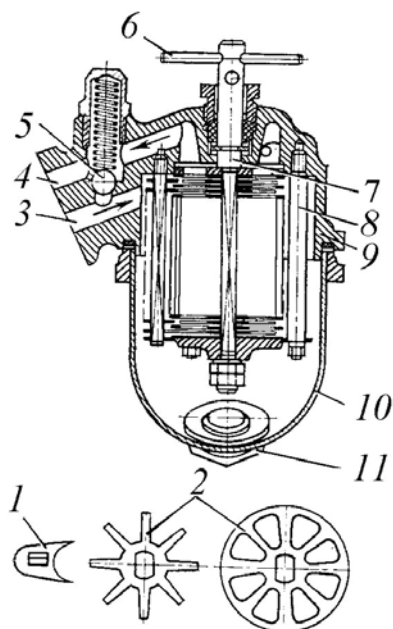


Рис. 2.25. Механический фильтр:

- 1 – очищающая пластина;
- 2 – фильтрующая пластина;
- 3 – входной канал; 4 – выходной канал;
- 5 – перепускной клапан;
- 6 – рукоятка; 7 – стержень;
- 8 – стойка; 9 – корпус;
- 10 – отстойник; 11 – пробка

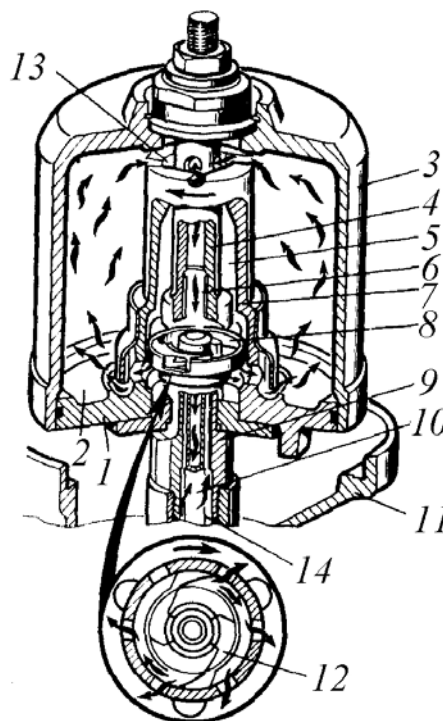


Рис. 2.26. Полнопоточная активно-реактивная центрифуга:

- 1 – основание; 2 – внутренняя полость ротора;
- 3 – ротор; 4 – ось; 5 – маслозаборная трубка;
- 6 – маслоотводящий канал;
- 7 – остов ротора; 8 – насадок;
- 9 – пустотелая ось; 10 – маслоотводящая трубка;
- 11 – корпус; 12 и 13 – каналы;
- 14 – кольцевая полость

Отложения, накапливающиеся в роторе, незначительны и медленно ухудшают фильтрующие свойства. Пропускная способность не зависит от количества отложений.

2.10. Система охлаждения

2.10.1. Назначение и основные требования. Мощностные и экономические показатели поршневых ДВС, а также их ресурс зависят от температурного режима. Оптимальный диапазон температур

охлаждающей жидкости, при котором двигатель развивает максимальную мощность и обеспечивает минимальный расход топлива, составляет 90–105°C.

В результате сгорания рабочей смеси в цилиндрах выделяется большое количество тепла, вызывающее интенсивный нагрев деталей двигателя. Перегрев стенок цилиндров и камер сгорания, поршней и клапанов, то есть работа двигателя при повышенном тепловом режиме, приводит к целому ряду отрицательных последствий. Вязкость смазочного масла уменьшается, и поэтому оно плохо удерживается в зазорах трущихся пар, что приводит к увеличению износа и снижению срока службы. Коэффициент наполнения цилиндра также уменьшается, что вызывает снижение мощности и возрастание вероятности детонации из-за преждевременного воспламенения рабочей смеси и возможности заклинивания поршня в гильзе.

Переохлаждение двигателя, то есть его работа при пониженном тепловом режиме, также приводит к ряду отрицательных явлений. Загустевшая смазка обуславливает возрастание сил трения и, следовательно, повышение износа, ухудшение условий смесеобразования, снижение мощности и увеличение расхода топлива. Происходит конденсация паров топлива в камере сгорания и разжижение масла в картере, а в дизелях переохлаждение двигателя приводит к засмолению поршневых колец.

Поэтому система охлаждения служит для поддержания оптимального теплового режима двигателя. Для обеспечения работы двигателя в наиболее благоприятном, оптимальном тепловом диапазоне необходимо 25–30% тепла, выделяющегося при сгорании топлива, принудительно отводить в окружающую среду.

В автотракторных двигателях внутреннего сгорания применяются два типа систем охлаждения – *жидкостная* и *воздушная*.

При воздушной системе охлаждения для увеличения поверхности теплообмена наружные поверхности блока цилиндров и головки снабжаются ребрами, которые обдуваются мощным потоком воздуха, создаваемым вентилятором, и отводимое тепло передается непосредственно окружающей среде.

В двигателях с *жидкостной* системой охлаждения тепло от нагретых деталей передается промежуточному теплоносителю – охлаждающей жидкости.

В зависимости от факторов, вызывающих циркуляцию охлаждающей жидкости, различают три вида жидкостного охлаждения: *термосифонное*, *смешанное* и *принудительное*. В термосифонной

системе циркуляция теплоносителя основана на разности удельных масс жидкости, нагретой в водяной рубашке и охлажденной в радиаторе. В принудительной системе циркуляция охлаждающей жидкости осуществляется за счет работы центробежного насоса, приводимого от коленчатого вала двигателя. В смешанной системе применяются два способа циркуляции охлаждающей жидкости.

Благодаря более интенсивной циркуляции охлаждающей жидкости и, как следствие, минимальной емкости системы, наибольшее применение в автотракторных двигателях получила принудительная система.

По способу сообщения с атмосферой жидкостные системы охлаждения могут быть *открытые* и *закрытые*. В открытой системе охлаждающая жидкость постоянно соединяется через пароотводящую трубку с атмосферой.

2.10.2. Общее устройство и принцип действия жидкостной системы охлаждения. На рис. 2.27 показана схема жидкостной системы охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости.

Рубашка охлаждения блока цилиндров 11 и головки блока 10, радиатор и патрубки через заливную горловину заполнены охлаждающей жидкостью, которая омывает стенки цилиндров и камер сгорания работающего двигателя и, нагреваясь, охлаждает их. Центробежный насос 3 нагнетает воду в рубашку блока цилиндров, из которой нагретая вода поступает в рубашку головки блока и затем по верхнему патрубку 7 вытесняется в радиатор. Охлажденная в радиаторе вода по нижнему патрубку 15 возвращается к насосу 3.

Циркуляция жидкости в зависимости от теплового состояния двигателя изменяется с помощью термостата 9. При температуре охлаждающей жидкости ниже 70–75°C основной клапан термостата закрыт. В этом случае жидкость не поступает в радиатор (циркулирует по малому кон-

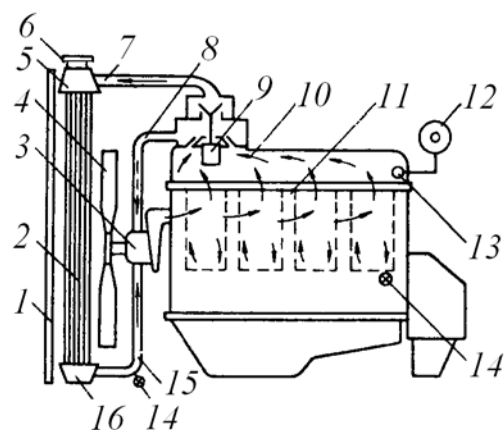


Рис. 2.27. Схема жидкостной системы охлаждения:

- 1 – жалюзи; 2 – сердцевина радиатора;
- 3 – водяной насос; 4 – вентилятор;
- 5 – верхний бачок радиатора; 6 – пробка радиатора с паровоздушным клапаном;
- 7 – верхний патрубок; 8 – перепускной патрубок; 9 – термостат; 10 – рубашка охлаждения головки; 11 – рубашка охлаждения блока цилиндров;
- 12 – термометр; 13 – датчик термометра;
- 14 – сливной краник; 15 – нижний патрубок; 16 – нижний бачок радиатора

туру через патрубок 8), что способствует быстрому прогреву двигателя до оптимального теплового режима. При нагревании термочувствительного элемента термостата до 70–75°C основной клапан термостата начинает открываться и пропускает воду в радиатор, где она охлаждается. Полностью термостат открывается при 83–90°C. С этого момента вода циркулирует по радиаторному (большому) контуру. Температурный режим двигателя регулируется также с помощью поворотных заслонок жалюзи 1 путем изменения воздушного потока, создаваемого вентилятором 4 и проходящего через радиатор.

В последние годы наиболее эффективным и рациональным способом автоматического регулирования температурного режима охлаждения является изменение производительности самого вентилятора. Опытные данные показывают, что при работе грузового автомобиля с полной нагрузкой при температуре окружающего воздуха в диапазоне от –1 до +27°C фактический расход воздуха, необходимый для поддержания оптимального теплового режима двигателя, составляет в среднем около 40% производительности вентилятора. Поэтому применение автоматического управления вентилятором позволяет повысить эксплуатационную экономичность двигателя на 5–7%.

В пробке 6 заливной горловины радиатора установлен паровоздушный клапан, который соединяет систему охлаждения с атмосферой при повышении избыточного давления до 0,1 МПа или возникновения разрежения свыше 0,013 МПа.

Вода из системы охлаждения сливается через сливные краны 14, установленные на нижнем патрубке 15 и в нижней части рубашки блока цилиндров.

Рубашка охлаждения 11 (рис. 2.27) двигателя образована двойными стенками головки и блока цилиндра. У большинства двигателей жидкость подводится в верхнюю часть рубашки охлаждения, где размещена распределительная труба, что позволяет более интенсивно охлаждать наиболее нагреваемые участки двигателей и обеспечивать сравнительно одинаковые температурные условия по всей высоте цилиндров.

Радиатор (рис. 2.28). По устройству сердцевины радиаторы разделяются на две группы: с водяными трубками (трубчатые) и с воздушными трубками (сотовые). Преобладающее применение получили трубчатые радиаторы с медными или латунными оребренными трубками.

Перепад температур охлаждающей жидкости при входе и выходе из радиатора при принудительной циркуляции составляет 5–10°C.

Охлаждающая площадь радиатора равна:

– для двигателей грузовых автомобилей $A_{p.o}^{TP} = (0,15-0,3)N_e$;

– для двигателей тракторов $A_{p.o}^{TP} = (0,3-0,4)N_e$,

где N_e – эффективная мощность двигателя.

Количество тепла, которое необходимо отвести в охлаждающую среду:

$$Q = \alpha A_{p.o} (t_{\Gamma} - t_{\text{в}}), \quad (2.26)$$

где α – коэффициент, учитывающий интенсивность отдачи тепла от газов к воде; t_{Γ} – средняя температура газов; $t_{\text{в}}$ – средняя температура охлаждающей жидкости.

Количество охлаждающей жидкости, необходимой для отвода тепла, определяется по формуле

$$G_{\text{охл}} = \frac{Q}{c(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}, \quad (2.27)$$

где c – теплоемкость охлаждающей жидкости; $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ – температура охлаждающей жидкости, выходящей из рубашки охлаждения двигателя и входящей в нее.

Количество воздуха, необходимое для отвода тепла от радиатора, определяется по формуле

$$G_{\text{воз}} = \frac{Q}{c_p(t_{\text{вых}}^{\text{в}} - t_{\text{вх}}^{\text{в}})}, \quad (2.28)$$

где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении; $t_{\text{вых}}^{\text{в}}$ и $t_{\text{вх}}^{\text{в}}$ – температура воздуха при выходе из радиатора и входе в него.

Термостат (рис. 2.29). Этот прибор предназначается для автоматического регулирования температуры охлаждающей жидкости и ускорения прогрева двигателя в период пуска. Регулирование осуществляется изменением сечения для прохода жидкости, поступающей из рубашки охлаждения в радиатор. Термостаты бывают с жидким наполнителем (рис. 2.29, б) (сильфонные) и твердым наполнителем (рис. 2.29, а) (термоклапаны). Последние применяются в закрытых жидкостных системах охлаждения, когда избыточное давление сопоставляет 0,1 МПа и более.

В качестве заполнителя термостата с твердым наполнителем используется церезин. Принцип работы такого термостата заключается в следующем: при температуре 70–85°C церезин плавится и, расширяясь, перемещает основной клапан 1 (рис. 2.29, а) в сторону открытия, охлаждающая жидкость начинает циркулировать через радиатор. При снижении температуры церезин затвердевает и уменьшается в объеме, при этом под действием возвратной пружины б основной клапан 1 за-

крывается, а охлаждающая жидкость через боковой клапан направляется в насос, то есть циркулирует по малому кругу.

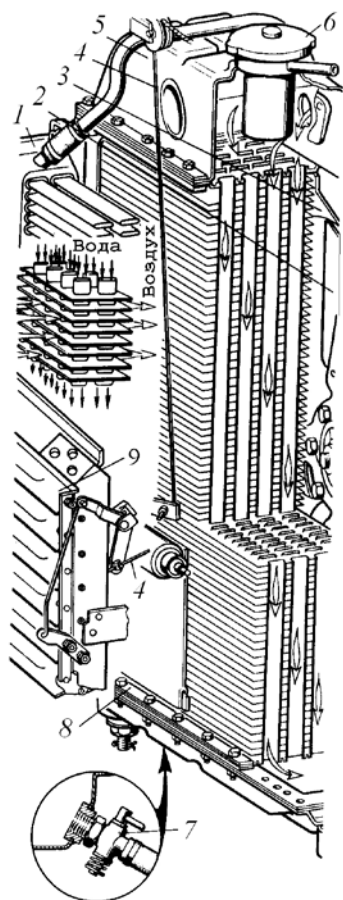


Рис. 2.28. Радиатор жидкостной системы охлаждения:
 1 – радиатор смазочной системы;
 2 – вентилятор; 3 – кожух вентилятора;
 4 – трос; 5 – водяной радиатор;
 6 – крышка заливной горловины;
 7 – кран; 8 – нижний бачок;
 9 – жалюзи

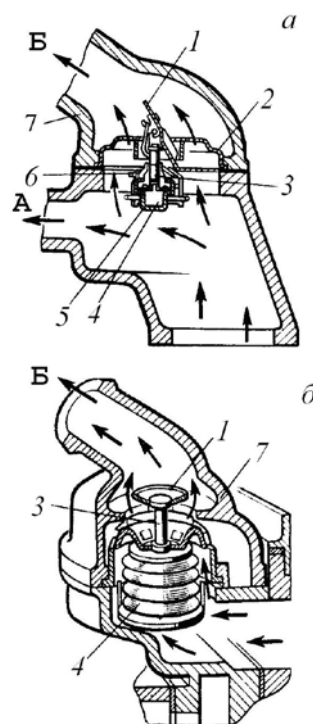


Рис. 2.29. Схемы термостатов:
 а – с твердым наполнителем;
 б – с жидким наполнителем:
 1 – клапан; 2 – корпус клапана;
 3 – шток; 4 – наполнитель; 5 – баллон;
 б – возвратная пружина; 7 – корпус;
 А – направление потока жидкости
 в насос; Б – направление
 потока жидкости в радиатор

Термостат с жидким наполнителем (рис. 2.29, б) включает днище, к которому припаян сифон 5, несущий на себе вспомогательный клапан и полый шток 3 с основным клапаном 1. Сифон изготовлен в виде цилиндрической гармошки из тонкой латуни, заполнен легкокипящей жидкостью (смесь воды и этилового спирта). Работает такой термостат следующим образом. При температуре жидкости ниже 70°C давление насыщенных паров жидкости в сифоне 5 низкое, и он сжат. При этом основной клапан 1 полностью закрыт, а вспомогательный открыт.

Охлаждающая жидкость в это время циркулирует по малому кругу (минуя радиатор). При температуре воды выше 70°C под давлением паров в сильфоне 5 стакан растягивается, а шток 3 и клапаны выдвигаются. Через открывшийся основной клапан охлаждающая жидкость проходит в радиатор. При температуре охлаждающей жидкости выше 85°C вспомогательный клапан полностью закрывает боковые окна корпуса, и циркуляция охлаждающей жидкости по малому кругу прекращается.

Повышенное давление в системе позволяет повысить температуру кипения воды до $105\text{--}108^{\circ}\text{C}$ и, следовательно, уменьшить парообразование. Если давление в системе находится в пределах от $0,120\text{--}0,135$ МПа до $0,095\text{--}0,098$ МПа, оба клапана закрыты.

Паровоздушный клапан (рис. 2.30) служит для сообщения закрытой системы охлаждения с атмосферой. Представляет собой сочетание двух клапанов – парового (выпускного б) и воздушного (впускного 9). Паровой клапан открывается при давлении более $0,120\text{--}0,135$ МПа (на некоторых моделях при $0,2$ МПа) и перепускает пар в атмосферу.

Воздушный клапан открывается при давлении ниже $0,095\text{--}0,098$ МПа и соединяет систему с атмосферой. Этим трубки радиатора предохраняются от деформации при охлаждении двигателя, когда в системе охлаждения создается вакуум.

Вентилятор. Служит для усиления потока воздуха, проходящего через сердцевину радиатора. Большое распространение получили четырех- и шестилопастные вентиляторы со штампованными лопастями. Привод выполняется обычно клиноременной передачей, реже – шестеренчатой.

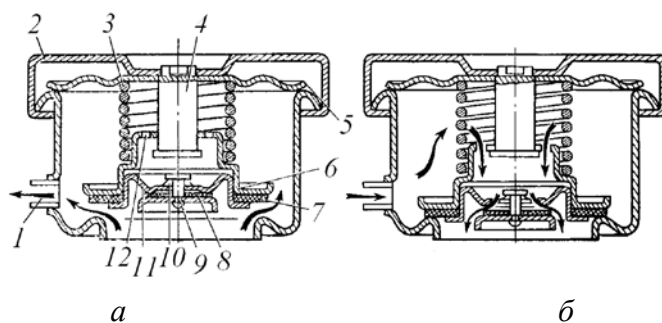


Рис. 2.30. Паровоздушный клапан:
а – выпуска пара; б – впуск воздуха:

- 1 – паропроводящая трубка; 2 – корпус пробки радиатора;
- 3 – пружина выпускного клапана; 4 – стойка;
- 5 – запирающая пружина; 6 – выпускной клапан;
- 7 – прокладка выпускного клапана; 8 – прокладка впускного клапана; 9 – впускной клапан; 10 – пружина впускного клапана; 11 – седло впускного клапана;
- 12 – отверстие для поступления воздуха

В последнее время распространение получает привод вентилятора от электродвигателя. Преимуществом такого привода является независимость частоты вращения вентилятора от частоты вращения коленчатого вала двигателя и возможность обеспечения различного потока воздуха в зависимости от степени нагрева двигателя и даже при заглушенном двигателе (равномерное его охлаждение после длительной работы).

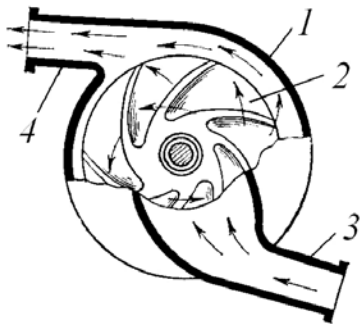


Рис. 2.31. Центробежный насос:
1 – улиткообразный корпус;
2 – вращающееся колесо (крыльчатка); 3 – всасывающий канал; 4 – подводящий канал

Водяной насос (рис. 2.31). В жидкостной системе охлаждения применяются одноступенчатые центробежные насосы низкого давления. Они конструктивно просты, имеют небольшие габаритные размеры, обеспечивают высокую производительность.

Принцип действия насоса заключается в следующем: вращающаяся крыльчатка 2 отбрасывает поступающую охлаждающую жидкость из всасывающего канала 3 к стенкам корпуса 1, и она по подводящему каналу 4 направляется в распределительный канал блока цилиндров. Нагнетательный канал расширяется в направлении вращения крыльчатки, скорость проходящей по каналу охлаждающей жидкости снижается, а давление повышается.

Конструктивное исполнение и привод насоса зависят от его расположения. При нижнем расположении насос выполняется в самостоятельном агрегате, а привод его осуществляется шестеренчатой передачей. При верхнем расположении насос конструктивно объединяется с вентилятором и имеет общий с вентилятором вал, а привод осуществляется клиноременной передачей. Верхнее расположение насоса имеет ряд преимуществ: меньшее число сальниковых уплотнений, меньшая масса и потери мощности на привод.

Мощность, необходимая для приведения водяного насоса:

$$N_{н.в} = \frac{1,2\Pi_n H}{3600\eta_n}, \quad (2.29)$$

где Π_n – производительность водяного насоса; H – напор насоса; η_n – КПД насоса.

Шторки радиатора (жалюзи 9, рис. 2.28). Регулирование интенсивности воздушного потока, проходящего через радиатор, осуществ-

ляется поворачивающимися шторками (жалюзи), установленными перед радиатором. Шторки поворачивают вручную системой тяг и рычагов, выведенных в кабину водителя. Такой способ применяется одновременно с регулированием циркуляции охлаждающей жидкости термостатом.

Некоторые двигатели имеют устройство для автоматического поворачивания шторок радиатора. В этом случае термостат связан системой рычагов с поворачивающимися шторками. По мере изменения температуры охлаждающей жидкости термостат или приоткрывает шторки, или закрывает их полностью.

В конструкции современных двигателей предусмотрено автоматическое устройство для изменения угла наклона лопастей вентилятора при помощи термостата или устройство для отключения вентилятора при пониженных температурах. Однако эти способы вследствие конструктивной сложности широкого распространения еще не получили.

Наряду с жидкостной системой охлаждения используется также и **воздушная система** охлаждения (некоторые модели тракторных четырехтактных двигателей, двухтактные пусковые двигатели и двигатели бензомотоинструмента). Воздушная система охлаждения имеет ряд существенных достоинств: простота конструкции, отпадает потребность в охлаждающей жидкости, очистке от накипи и устранении течи, исключается опасность размораживания двигателя.

При воздушной системе охлаждения теплота от стенок камер сгорания и цилиндров отводится непосредственно потоком воздуха. Цилиндры и головки блока двигателей с воздушным охлаждением делают ребренными, что значительно увеличивает площадь поверхности их охлаждения. Когда двигатель многоцилиндровый, то цилиндры, как правило, выполняют отдельно и устанавливают в общий блок. Схема системы воздушного охлаждения приведена на рис. 2.32.

При работе двигателя воздух поступает к вентилятору через направляющий аппарат, а затем нагнетается под кожух. От кожуха воздушный поток с большой скоростью подается к цилиндрам и головкам, проходит между ребрами и охлаждает нагретые узлы и детали. Эффективное и равномерное охлаждение достигается применением дефлекторов, представляющих собой направляющие устройства для подачи потока воздуха к ребренным поверхностям с определенной скоростью и направлением. Воздух в первую очередь подается к наиболее горячим местам головки цилиндров – к перемычкам между седлами клапанов, к свечам зажигания (бензиновые и газовые двигатели) или к форсункам в дизелях.

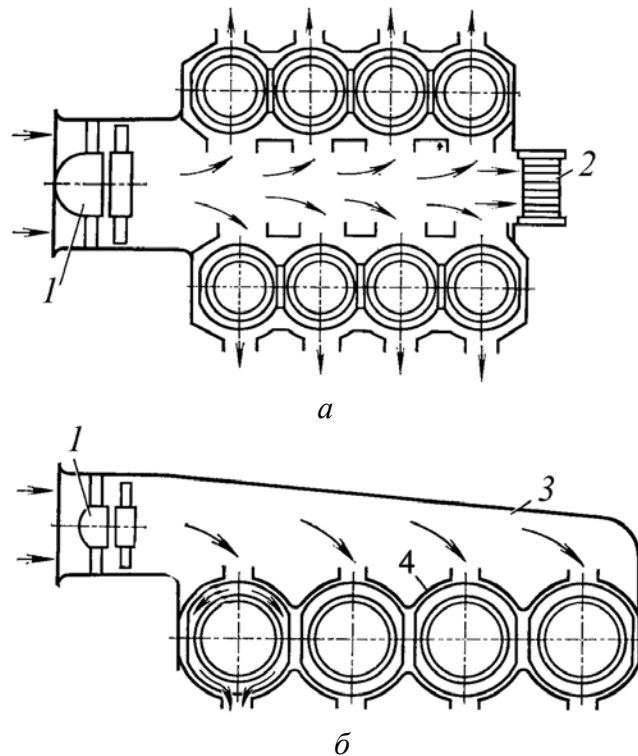


Рис. 2.32. Схемы воздушного охлаждения двигателей:
a – V-образного; *б* – рядного;
 1 – вентилятор с встроенной гидромуфтой;
 2 – масляный радиатор; 3 – кожух; 4 – дефлектор

Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала ременной передачей через гидромуфту, встроенную в вентилятор. Регулирование температурного режима в этом случае обеспечивается автоматически за счет изменения расхода масла через гидромуфту.

Наряду с указанными достоинствами воздушная система охлаждения имеет и недостатки: неравномерно охлаждаются цилиндры в многоцилиндровых двигателях, трудно обеспечивается оптимальное охлаждение при переменной нагрузке, повышенный шум двигателя, большой расход мощности на привод вентилятора.

2.11. Система питания двигателей внутреннего сгорания

В систему питания двигателя внутреннего сгорания входят приборы для хранения топлива, очистки воздуха и топлива, подачи топлива и приготовления горючей смеси.

2.11.1. Воздухоочистители. Воздух, поступающий в двигатель, содержит пыль, количество которой зависит от условий работы, способа очистки и состояния воздухоочистительной системы.

При движении колесной машины по дороге с усовершенствованным покрытием содержание пыли в воздухе находится в пределах $0,02-0,01 \text{ г/м}^3$, а при движении по грунтовой дороге $0,1-0,15 \text{ г/м}^3$. Пылесодержание воздуха на уровне $0,75-1,0 \text{ м}$ от поверхности пути в неблагоприятных условиях может достигать $0,4-0,5 \text{ г/м}^3$. При движении гусеничных машин по пыльной грунтовой дороге вблизи ее поверхности содержание пыли в воздухе может достигать 6 г/м^3 , а на высоте $1,8-2,5 \text{ м}$ – около $1,25-2,0 \text{ г/м}^3$.

По составу преобладает пыль, состоящая в основном из кремнезема, окислов алюминия, кальция и магния, а также из органических веществ. Более 70% пылинок имеют размеры до 1 мкм .

Поступившая в двигатель пыль увеличивает интенсивность износа деталей, снижает его мощность, увеличивает расход горючесмазочных материалов. Как показали исследования, интенсивность износа цилиндров двигателя машины, эксплуатируемой летом на пыльных дорогах, в 10 раз выше, чем на асфальтированных дорогах, и в 50 раз выше, чем на зимних снежных дорогах. Поэтому для повышения долговечности и надежности работы двигателя, а также для сохранения его эффективности и экономичности засасываемый воздух должен тщательно очищаться.

Воздухоочистители двигателей лесных машин разделяются на три группы: фильтрующие, инерционные и комбинированные.

Фильтрующие и инерционные воздухоочистители бывают *сухими* и *мокрыми*. Поверхность фильтрации у мокрых воздухоочистителей смачивается маслом. **Комбинированные** воздухоочистители могут иметь только сухие или мокрые и смешанные сочетания элементов.

Контактно-масляные (инерционные) фильтры, ввиду большой трудоемкости их обслуживания и сравнительно невысокого качества очистки воздуха, на современных машинах заменены воздушными фильтрами с сухим сменным фильтрующим элементом, а также комбинированными воздухоочистителями, у которых предварительная очистка воздуха от крупной пыли производится в сухом инерционном очистителе (циклоне), а затем в мокром или сухом фильтрующем элементе.

Контактно-масляный воздушный фильтр (рис. 2.33) состоит из корпуса с двойными стенками, между которыми образована камера, поглощающая шумы при всасывании воздуха.

В нижней части корпуса расположена масляная ванна. Фильтрующий элемент, состоящий из двух слоев капроновой щетины, закрытых металлической сеткой, закреплен в крышке фильтра.

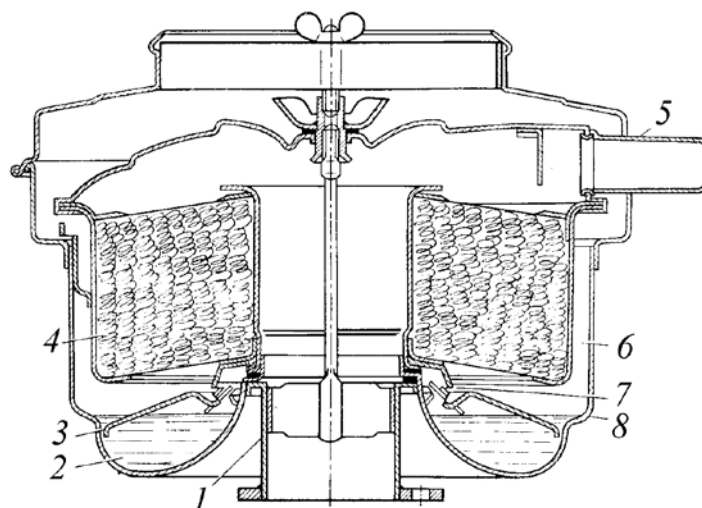


Рис. 2.33. Воздушный фильтр:
 1 – патрубок; 2 – масло; 3 – отражатель;
 4 – фильтрующий элемент;
 5 – патрубок; 6 – кольцевая щель;
 7 – кольцевое окно; 8 – корпус фильтра

Воздух в воздушный фильтр поступает через кольцевую щель корпуса. Контактруя с маслом, воздух резко меняет свое направление и теряет наиболее тяжелые частицы пыли, оседающие в масляной ванне. В фильтрующем элементе, смоченном маслом, воздух дополнительно очищается от мельчайших частиц.

Уход за фильтром заключается в регулярной смене масла в масляной ванне и промывке фильтрующего элемента.

Фильтр с сухим фильтрующим элементом отличается высоким качеством фильтрации воздуха и простотой ухода, в результате чего он начал находить широкое применение на бензиновых и дизельных двигателях (рис. 2.34).

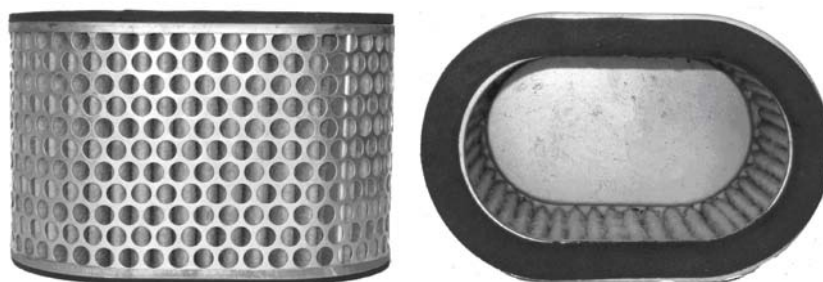


Рис. 2.34. Воздушный фильтр с сухим фильтрующим элементом

Фильтрующий элемент неразборной конструкции представляет собой гофрированный патрон из специальной бумаги мелкопористой

структуры или войлочного материала. Проходя сквозь поры фильтра, воздух оставляет на его поверхности практически все частицы пыли. Пыль, скапливающаяся на дне корпуса фильтра, выносится в атмосферу с помощью эжекционного отсоса. Уход за такими фильтрами заключается в смене фильтрующего элемента через 8–10 тыс. км пробега или через 1000 ч работы.

Важными достоинствами бумажных фильтров являются их низкое сопротивление впуску, что способствует увеличению коэффициента наполнения, и простота ухода.

2.11.2. Топливные фильтры. Тщательная очистка топлива, поступающего в карбюратор, распылитель или топливный насос высокого давления, от влаги и механических частиц производится в фильтре-отстойнике и в фильтре тонкой очистки. На рис. 2.35 приведены общие виды топливных фильтров отстойников.

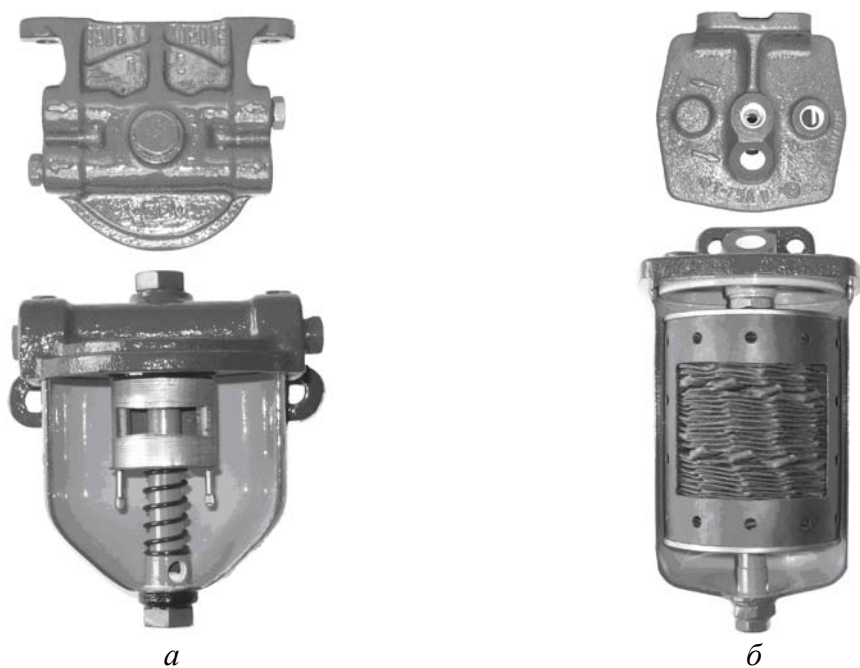


Рис. 2.35. Фильтры-отстойники:

а – грубой очистки с наборным металлическим фильтрующим элементом;
б – тонкой очистки с бумажным фильтрующим элементом

В корпусе фильтра-отстойника установлен фильтрующий элемент, состоящий из набора металлических пластин (рис. 2.36, *а*), между которыми образованы щели высотой не более 0,05 мм. Механические примеси, размер которых более этой величины, улавливаются и выпадают в осадок. Этот осадок и влага периодически сливаются через сливное отверстие фильтра.

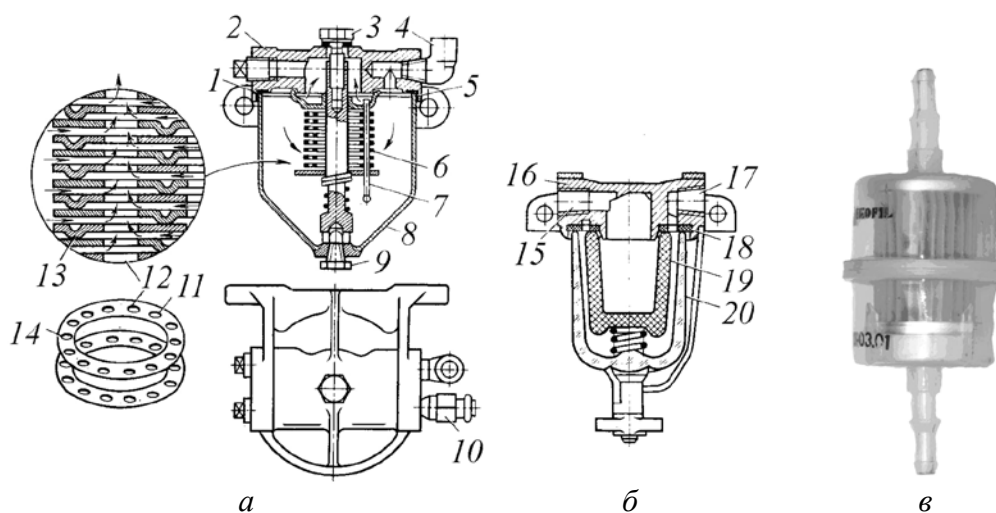


Рис. 2.36. Топливные фильтры:

а – грубой очистки; *б* – тонкой очистки с керамическим фильтрующим элементом; *в* – с бумажным фильтрующим элементом; 1 – прокладка; 2 – корпус; 3 – стяжной болт; 4 – топливопровод от топливного бака; 5 – прокладка фильтрующего элемента; 6 – фильтрующий элемент; 7 – стойка фильтрующего элемента; 8 – отстойник; 9 – пробка сливного отверстия; 10 – выходной топливопровод; 11 – пластина фильтрующего элемента; 12 – отверстия для прохода топлива; 13 – выступ; 14 – отверстия для стоек; 15 – впускное отверстие; 16 – корпус; 17 – выпускное отверстие; 18 – прокладка; 19 – фильтрующий элемент; 20 – стакан-отстойник

Фильтр тонкой очистки (рис. 2.36, *б*, *в*) установлен непосредственно перед карбюратором или топливным насосом высокого давления. Его сетчатый, бумажный или мелкопористый керамический элемент способен улавливать мельчайшие механические примеси.

2.11.3. Топливный бак. Необходимый запас горючего на автомобиле или тракторе хранится в топливном баке (рис. 2.37), выполненном из листовой оцинкованной стали. В последнее время все большее распространение находят пластиковые топливные баки, которые имеют сложную геометрическую форму и способны эффективно занимать все свободное технологическое пространство.

В топливном баке хранится запас топлива, достаточный для пробега лесовозного автомобиля в 400–500 км, иногда используются топливные баки повышенной вместимости, в которых запаса топлива достаточно для пробега около 1000 км. На тракторах, как правило, емкость топливного бака принимается исходя из обеспечения работы в течение смены без дозаправки.

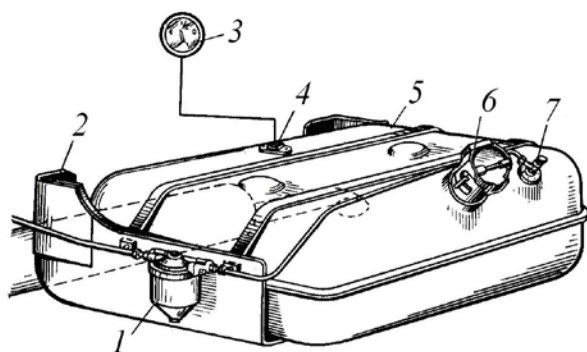


Рис. 2.37. Топливный бак:

1 – фильтр отстойник; 2 – кронштейн крепления бака;
3 – указатель уровня топлива; 4 – датчик; 5 – корпус бака;
6 – крышка горловины топливного бака; 7 – кран

Горловина бака снабжена выдвижной трубкой с сеткой и плотно закрывающейся пробкой. Для обеспечения нормальной подачи топлива и уменьшения его потерь от испарения в пробке устанавливаются клапаны. При разрежении в баке 0,0016–0,0034 МПа открывается впускной клапан, и бак сообщается с атмосферой. Выпускной клапан открывается при повышении давления в баке на 0,011–0,018 МПа больше атмосферного. На баке размещается электрический датчик указателя уровня топлива, а в днище бака имеется пробка для слива отстоя топлива.

2.11.4. Система питания карбюраторных двигателей. Принципиальная схема системы питания карбюраторного двигателя показана на рис. 2.38.

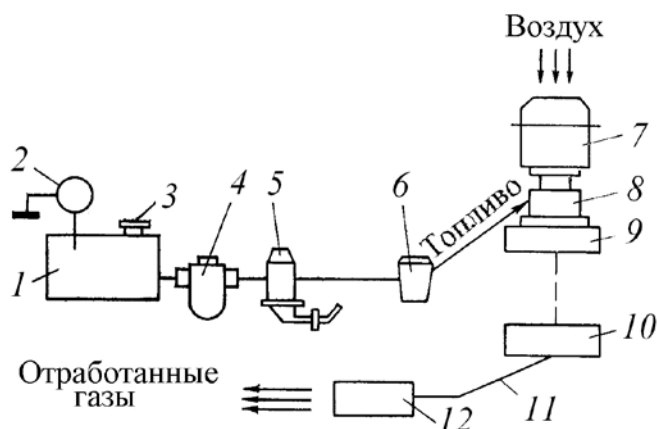


Рис. 2.38. Принципиальная схема системы питания карбюраторного двигателя:

1 – топливный бак; 2 – указатель уровня топлива;
3 – заливная горловина с пробкой; 4 – фильтр грубой очистки;
5 – топливный насос; 6 – фильтр тонкой очистки топлива;
7 – воздушный фильтр; 8 – карбюратор; 9 – впускной коллектор;
10 – выпускной коллектор; 11 – выхлопная труба; 12 – глушитель

Топливо из бака 1 при помощи насоса 5, пройдя фильтр-отстойник 4 и фильтр тонкой очистки 6, поступает в карбюратор 8. Воздух поступает в карбюратор через воздухоочиститель 7. В карбюраторе топливо распыляется, испаряется и, перемешиваясь с воздухом, образует горючую смесь. Горючая смесь через впускной коллектор 9 поступает в цилиндры двигателя и, смешиваясь с остаточными газами, образует рабочую смесь. Рабочая смесь воспламеняется при помощи электрической искры и сгорает. Отработанные газы отводятся из цилиндров двигателя через выпускной коллектор 10 и глушитель 12 в атмосферу.

Бензиновый насос. Для подачи топлива в карбюратор и преодоления сопротивления фильтров в системе питания карбюраторного двигателя применяется диафрагменный насос с механическим приводом (рис. 2.39).

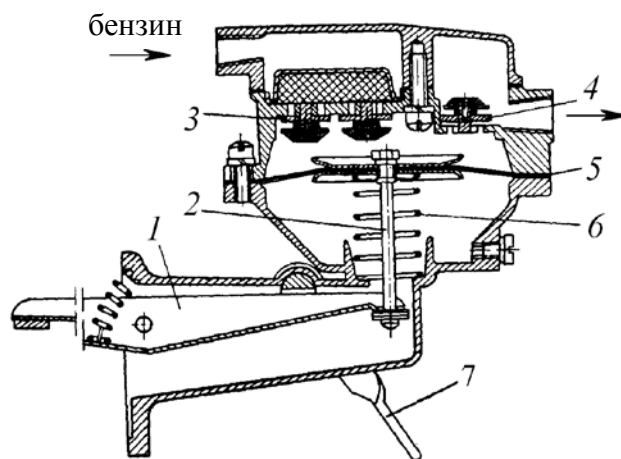


Рис. 2.39. Бензиновый насос:

- 1 – коромысло; 2 – шток; 3 – впускной клапан;
4 – нагнетательный клапан; 5 – диафрагма;
6 – пружина; 7 – рычаг ручной подкачки

Ход диафрагмы 5 вниз (всасывание) совершается с помощью штока 2 при повороте коромысла 1 на оси под воздействием эксцентрика распределительного вала. При этом пружина 6 сжимается, и через впускные клапаны 3 наддиафрагменная полость заполняется топливом. При подъеме диафрагмы под воздействием сжатой пружины топливо через нагнетательный клапан 4 поступает в поплавковую камеру карбюратора. Подача топлива в карбюратор при неработающем двигателе производится рычагом 7.

Производительность насоса при отсутствии противодействия составляет 140–180 л/ч. В процессе работы двигателя насос автомати-

чески изменяет свою производительность в соответствии с расходом топлива. Если поплавковая камера карбюратора заполнена до нормального уровня, бензонасос не может преодолеть противодействия, создаваемого игольчатым клапаном поплавковой камеры. При этом диафрагма 5 останавливается в промежуточном положении, а коромысло 1 своим вильчатым концом вхолостую качается относительно штока диафрагмы 2. Для повышения надежности работы насоса увеличивают число впускных и нагнетательных клапанов.

Карбюратор. В карбюраторе происходит образование горючей смеси. Принцип работы простейшего карбюратора (рис. 2.40) заключается в следующем. Топливо из бака подается в поплавковую камеру 1, в которой с помощью поплавка 2 и жестко связанного с ним игольчатого клапана 3 устанавливается постоянный уровень топлива на 2–3 мм ниже верхнего конца распылителя 4.

Поступление воздуха и образование горючей смеси происходит под действием разрежения, создаваемого поршнем в цилиндре при такте впуска. При движении воздуха через диффузор 5 в суженной его части скорость потока увеличивается, а давление падает. В результате этого происходит засасывание топлива через топливный жиклер 6, его распыление и смешивание с воздухом. Количество горючей смеси регулируется при помощи дроссельной заслонки 7, которая при помощи системы тяг связана с педалью в кабине водителя.

На холостом ходу при малом открытии дроссельной заслонки разрежение в диффузоре такого карбюратора настолько мало, что топливо из распылителя в смесительную камеру практически не поступает. Состав смеси на этом режиме переобедненный и характеризуется высокими значениями коэффициента избытка воздуха ($\alpha > 1,4$), при котором двигатель работать не может.

По мере открытия дроссельной заслонки и повышения разрежения в диффузоре состав смеси, приготовляемый простейшим карбюратором, будет стремиться к обогащению, а коэффициент избытка воздуха понижаться.

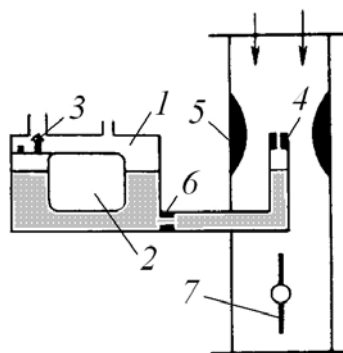


Рис. 2.40. Принципиальная схема простейшего карбюратора:
1 – поплавковая камера;
2 – поплавок; 3 – игольчатый клапан; 4 – распылитель;
5 – диффузор; 6 – топливный жиклер; 7 – дроссельная заслонка

Для устранения недостатков простейшего карбюратора, который не обеспечивает приготовления горючей смеси требуемого состава, все реальные карбюраторы снабжены дозирующими устройствами.

Топливодозирующие системы карбюратора. Чтобы приготавливать для каждого режима работы двигателя смесь необходимого состава в соответствии с желаемой характеристикой, карбюратор должен иметь дозирующие системы (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Дозирующие системы карбюратора

Режим работы двигателя	Необходимый состав горючей смеси	Работают дозирующие системы
Пуск холодного двигателя	$\alpha = 0,2-0,6$	Главная дозирующая система, система холостого хода и воздушная заслонка
Холостой ход	$\alpha = 0,7-0,8$	Система холостого хода
Малые и средние нагрузки	$\alpha = 1,05-1,15$	Главная дозирующая система
Большие нагрузки	$\alpha = 0,8-0,9$	Главная дозирующая система и экономайзер
Резкое увеличение нагрузки	Кратковременное обогащение смеси	Насос ускоритель, главная дозирующая система и экономайзер

Главная дозирующая система. Главная дозирующая система служит для обеспечения смесеобразования при работе двигателя на средних и больших нагрузках. Для рационального питания двигателя по мере открытия дроссельной заслонки смесь должна обедняться, то есть в отличие от простейшего карбюратора расход топлива должен возрастать медленнее роста расхода воздуха.

Во всех современных карбюраторах главные дозирующие системы выполнены по принципу пневматического торможения топлива, то есть с понижением разрежения у топливного жиклера. В этом случае (рис. 2.41) главный топливный жиклер 1 располагается в поплавковой камере 2, а в канал 3 перед распылителем подается воздух, дозируемый воздушным жиклером 4, установленным в наддиффузорном пространстве. При этом разрежение у главного жиклера будет зависеть от разности давлений в диффузоре и в наддиффузорном пространстве. Воздух, поступающий через воздушный жиклер, уменьшает разрежение у главного жиклера и, следовательно, подачу через него топлива.

По мере увеличения количества воздуха, поступающего в двигатель, разрежение за жиклером 1 сильнее отстает от разрежения в диффузоре карбюратора, и горючая смесь обедняется. Этим достигается постепенное, по мере увеличения нагрузок, обеднение горючей смеси.

Кроме того, воздух, вводимый в канал распылителя 5, превращает топливо в эмульсию, что обеспечивает его быстрое испарение и уменьшение образования топливной пленки во впускном коллекторе.

Вспомогательные дозирующие системы. Пусковое устройство.
 Пуск двигателя при высоких температурах окружающего воздуха или прогретого двигателя обычно затруднений не вызывает. Пуск же при низких температурах сильно осложняется вследствие малой скорости проворачивания коленчатого вала из-за большой вязкости масла, низкой температуры сжимаемой смеси, отсутствия испарения бензина и оседания его на стенках трубопровода и цилиндра. Для облегчения запуска служит воздушная заслонка 9, устанавливаемая в воздушном патрубке карбюратора (рис. 2.42).

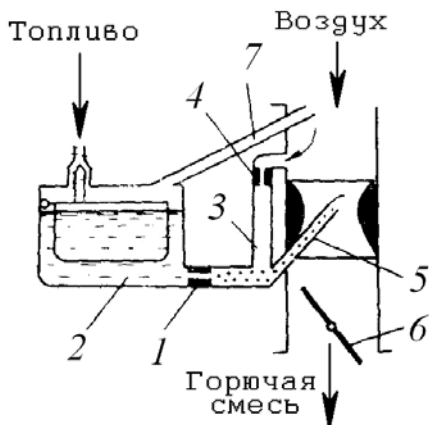


Рис. 2.41. Схема главной дозирующей системы:
 1 – главный топливный жиклер;
 2 – поплавковая камера;
 3 – воздушный канал; 4 – воздушный жиклер;
 5 – канал распылителя;
 6 – дроссельная заслонка;
 7 – балансирующий канал

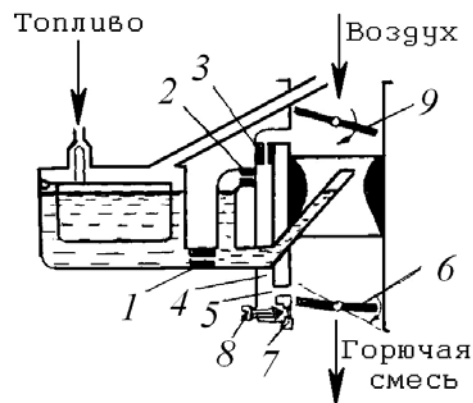


Рис. 2.42. Схема системы холостого хода:
 1 – главный жиклер; 2 – топливный жиклер холостого хода; 3 – воздушный жиклер холостого хода; 4 – эмульсионный канал; 5 и 7 – выходные отверстия;
 6 – дроссельная заслонка;
 8 – регулировочный винт;
 9 – воздушная заслонка

При запуске двигателя с закрытой воздушной заслонкой даже при низкой пусковой скорости вращения вала двигателя в смесительной камере карбюратора создается глубокое разрежение, и топливо начинает фонтанировать из всех жиклеров карбюратора, что способствует сильному обогащению смеси. Однако после запуска двигателя закрытое положение воздушной заслонки может вызвать переобогащение смеси. Во избежание этого на воздушной заслонке обычно устанавливается предохранительный клапан или применяются автоматические устройства для ее открытия.

Система холостого хода. Автомобильные двигатели в условиях эксплуатации часто работают на холостом ходу, при этом внешняя нагрузка равна нулю, а удельный расход топлива равен бесконечности. Для питания двигателя на режиме холостого хода используют разрежение не в диффузоре, где оно снижается почти до нуля, а в задроссельном пространстве, где оно достигает максимума, создавая дополнительную систему холостого хода (рис. 2.42).

Топливо из поплавковой камеры через главный топливный жиклер 1 и жиклер холостого хода 2 проходит в эмульсионный канал 4, в который через воздушный жиклер холостого хода 3 поступает воздух.

При сильно прикрытой дроссельной заслонке эмульсия в задроссельное пространство выходит через нижнее отверстие 7, сечение которого регулируется винтом 8, а через отверстие 5 из смесительной камеры в канал холостого хода поступает воздух, понижающий в нем разрежение.

По мере открытия дроссельной заслонки под большим разрежением задроссельного пространства оказываются оба отверстия 5 и 7, и через них начинает поступать больше эмульсии, которая смешивается с воздухом, проходящим вдоль кромки дроссельной заслонки. Тем самым обеспечивается плавный переход от режима холостого хода к малым и средним нагрузкам.

При дальнейшем открытии дроссельной заслонки интенсивность подачи топлива системой холостого хода падает, но при этом в работу уже включается главная дозирующая система карбюратора.

Экономайзер. Максимальная мощность двигателя достигается на обогащенной смеси, когда коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,8-0,9$. Для приготовления горючей смеси такого состава современные карбюраторы имеют устройство, позволяющее обогащать смесь, приготовляемую главной дозирующей системой. Такое устройство, обеспечивающее сочетание экономической работы двигателя при неполных нагрузках и реализацию максимальной мощности при полных нагрузках, называется экономайзером.

Экономайзеры выполняются с механическим или пневматическим приводом. Экономайзер с механическим приводом включается в действие в зависимости от положения дроссельной заслонки, а экономайзер с пневматическим приводом – в зависимости от разрежения в карбюраторе.

Принципиальная схема экономайзера с механическим приводом показана на рис. 2.43, а. При неполном открытии дроссельной заслонки 9 топливо в канал распылителя 1 поступает из поплавковой камеры только через главный жиклер 7. Количество подаваемого топлива достаточно для образования экономичной горючей смеси.

При полном открытии дроссельной заслонки планка штока 2, кинематически с ней связанная, нажимает на шток клапана экономайзера 4 и открывает его. Дополнительное количество топлива вместе с топливом, идущим через главный жиклер, поступает к жиклеру экономайзера 6, обеспечивая желаемое обогащение смеси, необходимое для получения максимальной мощности двигателя.

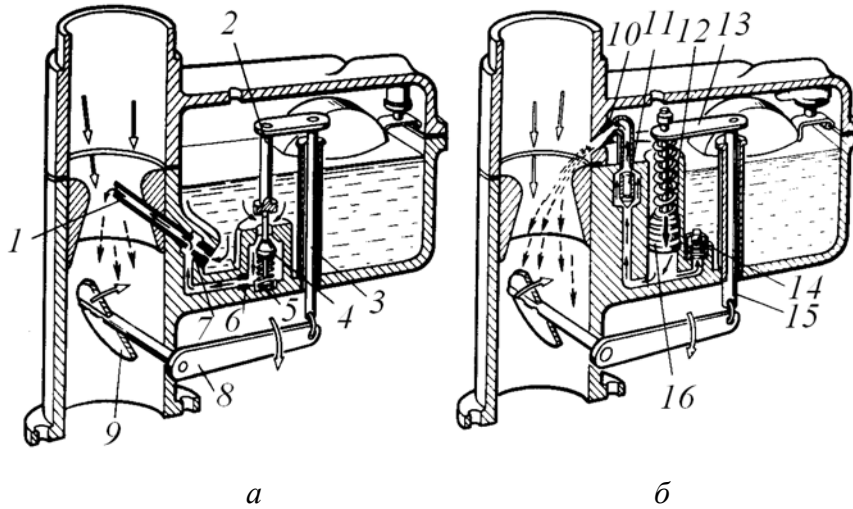


Рис. 2.43. Схемы дозирующей системы карбюратора:
 а – экономайзер; б – ускорительный насос;

- 1 – распылитель главной дозирующей системы; 2 – шток; 3 – тяга;
 4 – клапан; 5 – пружина; 6 – жиклер экономайзера;
 7 – главный топливный жиклер; 8 – рычаг; 9 – дроссельная заслонка;
 10 – распылитель ускорительного насоса; 11 – нагнетательный клапан;
 12 – цилиндрический колодец; 13 – планка;
 14 – обратный клапан; 15 – тяга; 16 – поршень

Ускорительный насос (рис. 2.43, б). Периодическая необходимость резкого изменения режима работы двигателя при разгоне машины или во время движения по пересеченной местности вызывает необходимость резкого увеличения открытия дроссельной заслонки.

При резком открытии дросселя разрежение в диффузоре карбюратора возрастает, а за дросселем во впускном коллекторе падает. С увеличением разрежения в диффузоре расход воздуха вследствие его меньшей плотности возрастает быстрее, чем расход топлива. Понижению разрежения во впускном коллекторе сопутствует понижение температуры смеси, что вызывает конденсацию части топлива и способствует кратковременному обеднению смеси.

Обеднение смеси влечет за собой падение мощности, ухудшение «приемистости» двигателя и может вызвать перебои в его работе. Для того

чтобы резкое открытие дросселя не сопровождалось временным обеднением смеси и ухудшением приемистости двигателя, большинство современных карбюраторов снабжается ускорительным насосом.

При резком открытии дроссельной заслонки планка штока 13 сжимает пружину, находящуюся в цилиндрическом колодце 12, которая в свою очередь нажимает на поршень 16 ускорительного насоса. Топливо из полости под поршнем, закрывая обратный (впускной) клапан 14, поступает через нагнетательный клапан 11 и распылитель 10 ускорительного насоса в смесительную камеру карбюратора. Продолжительность впрыска и количество впрыснутого топлива определяются величиной перемещения поршня, сечением форсунки и жесткостью пружины ускорительного насоса. На установившемся режиме работы двигателя нагнетательный клапан 11 препятствует подсосыванию топлива из поплавковой камеры в смесительную.

Коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{G_B}{l_0 G_T}, \quad (2.30)$$

где G_B и G_T – расход воздуха через диффузор и топлива через жиклер; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива.

Тонкость распыливания бензина оценивается средним диаметром капель:

$$d_{\text{кап}} = \frac{k_k \beta}{V_B^2}, \quad (2.31)$$

где k_k – коэффициент, зависящий от конструкции карбюратора; β – коэффициент поверхностного натяжения топлива; V_B – скорость потока воздуха в диффузоре.

$$V_B = k_r \sqrt{\frac{2\Delta p_d}{\rho_B}}, \quad (2.32)$$

где k_r – коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления впускного тракта и форму диффузора; Δp_d – разрежение в диффузоре; ρ_B – плотность воздуха.

Секундный расход воздуха через диффузор определяется по формуле

$$G_B^{\text{сек}} = \frac{\pi d_d^2}{4} k_r V_B \rho_B, \quad (2.33)$$

где d_d – диаметр диффузора.

Секундный расход топлива через жиклер:

$$G_T^{\text{сек}} = \frac{\pi d_{\text{ж}}^2}{4} k_{\text{ж}} V_T \rho_T, \quad (2.34)$$

где $d_{\text{ж}}$ – диаметр жиклера; $k_{\text{ж}}$ – коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления жиклера; V_T – скорость потока топлива через жиклер; ρ_T – плотность топлива.

Беспоплавковый карбюратор. В связи с тем, что нормальная работа поплавкового карбюратора осуществима только при определенном его положении в пространстве, его использование в системе питания бензиномоторного инструмента невозможно. Для этих целей используются беспоплавковые карбюраторы, принципиальная схема которого приведена на рис. 2.44.

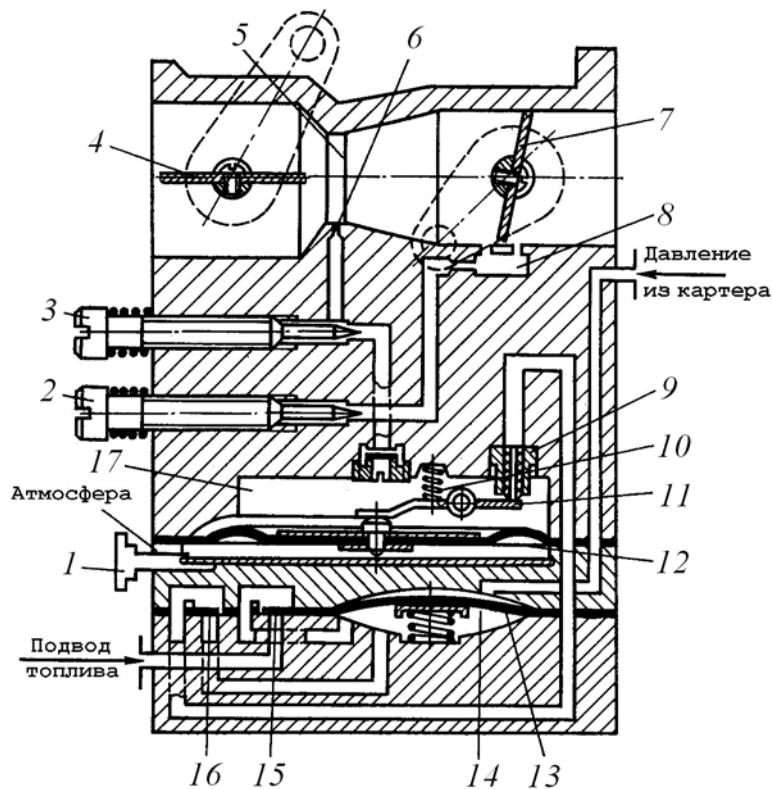


Рис. 2.44. Схема мембранного карбюратора:

- 1 – кнопка ручной подкачки топлива; 2 – игла малого газа;
- 3 – игла полного газа; 4 – воздушная заслонка; 5 – диффузор;
- 6 – основная топливная форсунка; 7 – дроссельная заслонка;
- 8 – форсунка малого газа; 9 – топливный клапан; 10 – пружина;
- 11 – рычаг; 12 – мембрана; 13 – мембрана подкачивающего насоса;
- 14 – топливная полость подкачивающего насоса; 15 – впускной клапан подкачивающего насоса; 16 – выпускной клапан подкачивающего насоса; 17 – топливная полость регулятора давления

Принцип работы такого карбюратора заключается в следующем: топливо из топливного бака подается через штуцер в топливную полость 14 подкачивающего насоса мембранного типа, затем к топливному клапану 9, который до запуска двигателя пружиной 10 плотно прижат к рычагу 11, преграждая поступление топлива в топливную полость 17 регулятора давления. Во время работы двигателя разрежение воздуха, создаваемое в диффузоре 5, воздействует на мембрану 12 и открывает топливный клапан. Топливо от подкачивающего насоса поступает в топливную полость регулятора, из нее через проходное сечение, регулируемое иглой малого газа 2, – к форсунке малого газа 8, а через проходное сечение, регулируемое иглой полного газа 3, – к основной топливной форсунке 6.

Ограничитель максимальной частоты вращения коленчатого вала карбюраторного двигателя. Карбюраторы двигателей грузовых автомобилей снабжаются пневмоцентробежными ограничителями

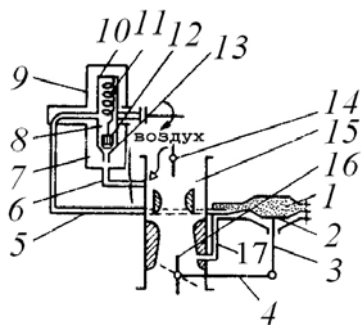


Рис. 2.45. Схема пневмоцентробежного ограничителя оборотов:
 1 – наддиафрагменная полость;
 2 – диафрагма; 3 и 4 – рычаги;
 5 – канал; 6 – трубка;
 7 и 8 – полости; 9 – корпус ротора; 10 – ротор; 11 – пружина;
 12 – клапан; 13 – отверстие;
 14 – заслонка воздушная;
 15 – диффузор; 16 – дроссельная заслонка; 17 – канал

максимальной частоты вращения вала двигателя. В корпусе 9 установлен ротор 10, внутри которого на пружине 11 подвешен клапан 12, перекрывающий при предельных оборотах отверстие 13 с полостью корпуса. Полость корпуса, в свою очередь, через трубку 6 сообщается с камерой дроссельной заслонки. Привод ротора осуществляется от газораспределительного вала двигателя.

Принцип действия ограничителя максимальных оборотов следующий: при оборотах коленчатого вала двигателя меньше предельных клапан 12 ограничителя не перекрывает отверстие 13. В этих условиях полости корпуса 7 и 8 и ротора сообщаются, и над диафрагмой 1 устанавливается слабое разрежение. При этом диафрагма не оказывает действия на связанную с ней дроссельную заслонку 16. Когда обороты коленчатого вала достигают предельного числа, клапан 12 под влиянием центробежной силы закрывает отверстие 13, и повышенное разрежение передается из смесительной камеры по каналу 17 в наддиафрагменную полость 1. Под влиянием одностороннего разреже-

ния диафрагма выгибается вверх и через систему рычагов прикрывает дроссельную заслонку 16.

2.11.5. Система питания дизельных двигателей. В отличие от карбюраторного, дизельный двигатель является двигателем с внутренним смесеобразованием, так как горючая смесь готовится непосредственно в камере сгорания. В соответствии с этим топливная аппаратура дизельного двигателя должна обеспечить следующее:

1) высокое давление впрыска, необходимое для тонкого распыливания топлива;

2) равномерное распределение топлива в камере сгорания в соответствии с ее формой в целях образования равномерной смеси топлива и воздуха и эффективного использования воздуха, заполняющего камеру;

3) точную дозировку порции впрыскиваемого топлива для подачи его в камеру сгорания, а также возможность изменения дозировки порции в зависимости от режима работы двигателя;

4) впрыск топлива в камеру сгорания в определенный момент рабочего процесса с требуемой продолжительностью по наиболее выгодному закону впрыска и под давлением, обеспечивающим тонкое распыливание и распределение топлива в камере;

5) равные условия впрыска для всех цилиндров двигателя при различных режимах его работы (момент начала подачи, ее продолжительность и момент отсечки подачи); последовательность подачи в соответствии с порядком работы двигателя;

6) длительную работоспособность без изменения начальных регулировок и без износов, влияющих на работу двигателя.

Топливоподающая аппаратура дизельных двигателей может быть *разделенной* (преобладающее применение) и *неразделенной*. Разделенная аппаратура включает топливный насос высокого давления и форсунки. В неразделенной аппаратуре топливный насос высокого давления конструктивно объединен с форсункой.

В разделенных системах используются как многосекционные насосы, так и насосы распределительного типа. Каждая секция многосекционного насоса обеспечивает нагнетание и дозирование топлива только в один цилиндр. Секция насоса распределительного типа нагнетает, дозирует и распределяет в определенной последовательности топливо по нескольким цилиндрам.

На лесотранспортных машинах применяют дизельные двигатели, имеющие разделенную систему питания, которая состоит из линий низкого и высокого давления (рис. 2.46). В линию высокого давления

входит топливный насос высокого давления (ТНВД) 4, топливопровод высокого давления 2 и форсунка 1. В линию низкого давления включают топливный бак 15, фильтры грубой 10 и тонкой 9 очистки топлива, топливоподкачивающий насос 7 и соединительные топливопроводы. Топливоподкачивающий насос низкого давления подает топлива больше, чем необходимо для работы двигателя, а избыток его вместе с попавшим в систему воздухом отводится в бак 15 по трубопроводу 13. В бак также по топливопроводу 16 перепускается топливо, просочившееся в полости пружин форсунок. Отвод топлива может осуществляться к фильтру грубой очистки или к топливоподкачивающему насосу.

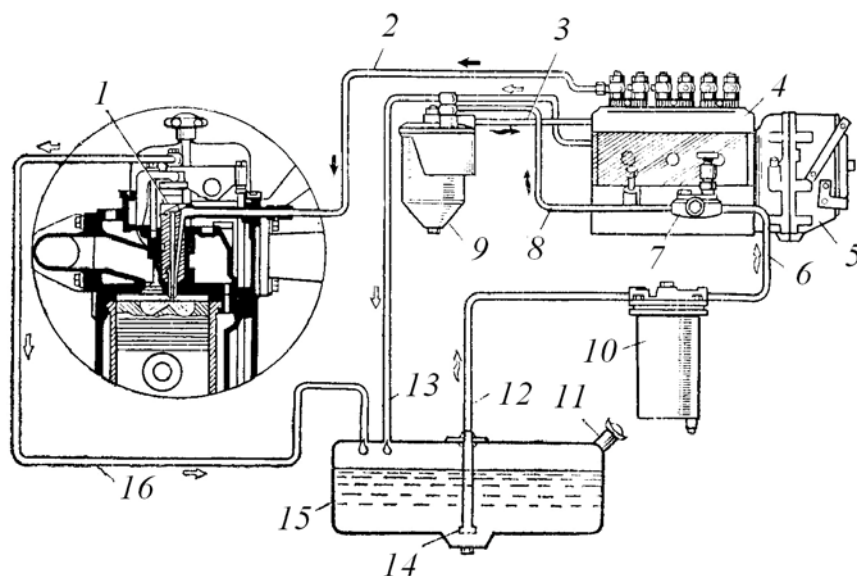


Рис. 2.46. Схема системы питания дизельного двигателя:
 1 – форсунка; 2 – топливопровод высокого давления;
 3, 6, 8, 12 – подающие топливопроводы; 4 – топливный насос
 высокого давления; 5 – регулятор частоты вращения коленчатого вала;
 7 – топливный насос низкого давления; 9 – фильтр тонкой очистки;
 10 – фильтр грубой очистки; 11 – заливная горловина с фильтром;
 13, 16 – сливные топливопроводы; 14 – приемный фильтр; 15 – топливный бак

Топливные насосы высокого давления обычно классифицируются по трем признакам: конструктивному исполнению (золотниковые и клапанные), регулированию количества подаваемого топлива и числу секций.

Широко применяются золотниковые многоплунжерные насосы, регулирование количества подаваемого топлива в которых достигается поворотом плунжера. Число секций многосекционного насоса соответствует числу цилиндров двигателя.

Насосная секция плунжерного насоса состоит из плунжерной пары (рис. 2.47), которая включает плунжер 9 и гильзу 12. В гильзе имеются боковые отверстия, а плунжер имеет осевые, боковые каналы и винтовой отсечный паз в верхней части и выточку в средней части. В нижней части поворотной втулки 10 есть пазы, входящие в выступы плунжера, а в верхней части зубчатый венец для соединения с рейкой топливного насоса. Кулачок 8 в процессе работы воздействует на плунжер 9. Нагнетательный клапан 14 предназначен для подачи топлива к форсунке с необходимым давлением.

В целях создания высокого давления топлива трущиеся поверхности плунжерной пары обрабатываются с очень большой точностью, зазор между ними составляет 0,001–0,002 мм.

Основной частью механизма поворота плунжеров является рейка топливного насоса 1. Секция топливного насоса работает следующим образом (рис. 2.48): при опускании плунжера 9 (под действием пружины) с того момента, когда его верхний срез откроет впускное окно 6 (рис. 2.48, а), в надплунжерное пространство из подводящего канала поступает топливо.

В начальный период подъема плунжера (под действием кулачка 8, рис. 2.47) часть топлива, заполняющего надплунжерное пространство, вытесняется через окна гильзы. С того момента, когда плунжер своим верхним срезом закроет окна 6 и 8, давление топлива в надплунжерном пространстве начинает повышаться. Под давлением топлива открывается нагнетательный клапан 4 (рис. 2.48, б). Топливо по топливопроводу высокого давления поступает к форсунке.

При достижении в полости распылителя форсунки давления, равного давлению нажатия пружины на иглу, она поднимается и начинает впрыск топлива. Подача топлива в цилиндр сопровождается непрерывным изменением давления.

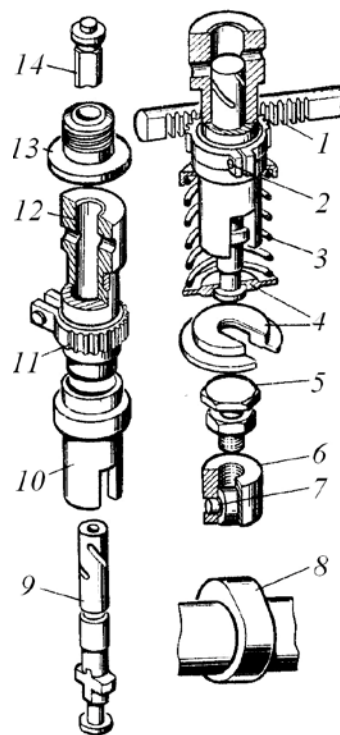


Рис. 2.47. Насосная секция:
 1 – рейка; 2 – винт; 3 – пружина; 4 – тарелка пружины;
 5 – регулировочный болт толкателя; 6 – корпус толкателя;
 7 – ролик; 8 – кулачок;
 9 – плунжер; 10 – втулка;
 11 – зубчатый венец;
 12 – гильза плунжерной пары;
 13 – седло клапана;
 14 – нагнетательный клапан

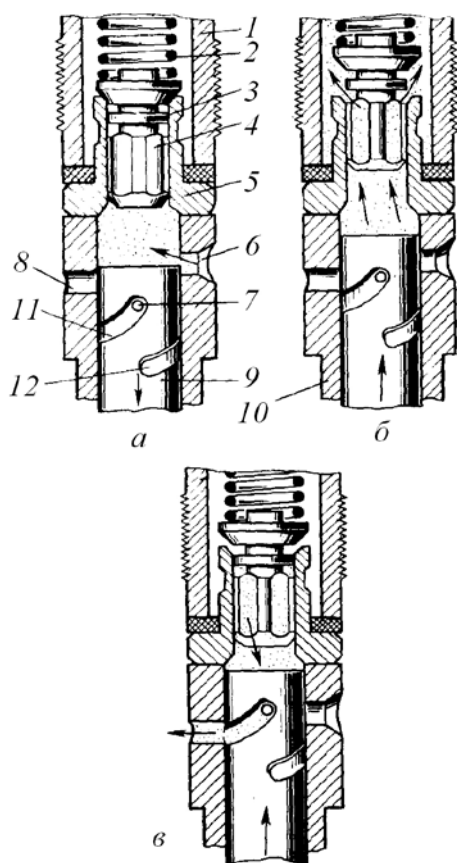


Рис. 2.48. Схема работы секции топливного насоса высокого давления:
а – заполнение гильзы топливом;
б – подача топлива в форсунку;
в – конец подачи топлива (отсечка):
 1 – штуцер; 2 – пружина и седло нагнетательного клапана;
 3 – цилиндрический поясок; 4 – нагнетательный клапан;
 5 – корпус; 6 – выпускное отверстие;
 7 – осевой и радиальный каналы;
 8 – перепускное отверстие; 9 – плунжер;
 10 – гильза; 11 и 12 – винтовые канавки

Количество подаваемого топлива за один ход меняют путем поворота плунжера, который через хомутик или зубчатый венец 11 (рис. 2.47) и рейку 1 связан с регулятором и органами управления (педалью). При этом в зависимости от расположения кромки винтовой канавки 11 (рис. 2.48, *а*) плунжера по отношению к перепускному окну 8 изменяются конец подачи (отсечки) и продолжительность подачи. Начало подачи остается постоянным.

В дальнейшем с момента, когда кромка винтового среза 11 плунжера 9 откроет перепускное окно 8, начинается перепуск топлива. В этот период топливо из надплунжерного пространства по продольной 7 и винтовой 11 канавкам через перепускное окно 8 поступает в отводящий канал. Вследствие падения давления в надплунжерном пространстве нагнетательный клапан 4 под действием пружины 2 садится в гнездо, разобщая надплунжерное пространство и топливопровод высокого давления. Наличие на клапане разгрузочного цилиндрического пояска 3 позволяет создать резкую отсечку (прекращение) подачи топлива форсункой, так как топливопровод высокого давления и надплунжерное пространство разъединяются еще до посадки клапана в седло, с момента входа пояска 3 в направляющую часть седла клапана. Резкое снижение давления в топливопроводе после прекращения подачи устраняет подтекание топлива из сопла форсунки.

Давление окончания впрыска топлива меньше, чем начала подачи, что объясняется увеличением площади, на которую давит топливо после подъема иглы.

Момент подачи регулируют передвижением плунжера вдоль его оси. Для этой цели нужно ввернуть или вывернуть регулировочный болт толкателя 5 (рис. 2.47), с которым связан плунжер, что приведет к более позднему или раннему перекрытию впускного окна, и начало подачи сдвинется.

Заметные преимущества по сравнению с многоплунжерными имеют одноплунжерные насосы высокого давления, сочетающие в одном агрегате секцию высокого давления и распределитель. Это позволяет обеспечить более равномерную дозировку топлива по цилиндрам двигателя на всех режимах работы, меньшие габариты, вес, количество прецизионных деталей. Такие насосы значительно проще и доступнее для обслуживания и регулировок. Их основным недостатком является более быстрый износ основных деталей.

Топливоподающий насос. Для подкачки топлива при неработающем двигателе и удалении воздуха из системы питания устанавливают поршневой насос с ручным приводом (топливоподающий насос).

Топливоподающий насос предназначен для подачи топлива к топливному насосу высокого давления. Конструктивно их изготавливают шестеренными, поршневыми и коловратными. У большинства дизельных двигателей применяют топливоподающий насос поршневого типа. Схема работы такого насоса показана на рис. 2.49.

Привод осуществляют от одного из кулачков 6 вала топливного насоса высокого давления. Поршень 3, перемещаясь под действием ролика 5 толкателя и штока 4, вытесняет топливо из полости А через открывающийся нагнетательный клапан 1 в полость Б. Когда поршень меняет направление своего движения и перемещается под действием пружины 8, топливо из полости Б вытесняется по топливопроводу к фильтру тонкой очистки.

Форсунки. Форсунки предназначены для распыливания топлива и распределения его частиц по объему камеры сгорания. Качество впрыска топлива форсункой

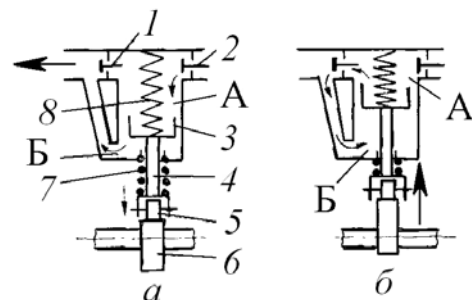


Рис. 2.49. Схема работы топливного насоса:
 а - движение поршня вниз - топливо подается к топливному насосу высокого давления;
 б - движение поршня вверх - топливо заполняет полость Б;
 1 и 2 - нагнетательный и впускной клапаны; 3 - поршень; 4 - шток;
 5 - ролик; 6 - кулачок; 7 и 8 - пружины; А и Б - полости

оценивается следующими основными показателями: тонкостью и однородностью распыливания топлива; равномерным распределением частиц распыленного топлива в камере сгорания, своевременным началом и окончанием впрыска, четкой отсечкой; поддержанием требуемого давления впрыска при различных режимах работы двигателя.

По конструктивному исполнению форсунки разделяются на открытые и закрытые. Наиболее ответственным элементом форсунки является распылитель. Количество и направление сопловых отверстий распылителя выбирается в зависимости от формы камеры сгорания и способа смесеобразования.

На дизельных двигателях лесотранспортных машин применяются форсунки закрытого типа с гидравлическим подъемом запорной иглы распылителя.

Закрытые форсунки. В закрытых форсунках давление, необходимое для распыливания топлива, зависит от скорости нагнетания топлива насосом, отношения площадей поперечного сечения плунжера и сопловых отверстий, а также давления газов, находящихся в камере сгорания, на торец.

Давление, при котором запорная игла отрывается от своего седла, определяется усилием предварительной затяжки пружины, нагружающей запорную иглу, и размерами площади ее конического пояса.

Более широко применяют закрытые форсунки с гидравлическим управлением (рис. 2.50), которые состоят из стального корпуса 4 и присоединенного к нему гайкой 3 корпуса 2 распылителя. В корпусе распылителя установлена игла 1. В нижней части распылителя имеются сопловые отверстия для впрыска топлива. В хвостовик иглы упирается конец штанги 5, верхняя часть которой служит опорой для возвратной пружины 6. Эта пружина возвращает иглу в исходное положение после окончания впрыска топлива. Пружина 6 расположена во внутренней полости фасонной гайки 8, а предварительный натяг ее регулируется винтом 7, в заплечик которого упирается верхняя часть пружины.

Топливо подается к форсунке по трубопроводу высокого давления, соединенному со штуцером 9. Внутри штуцера установлен сетчатый фильтр 10.

Пройдя фильтр, топливо попадает во внутренние каналы А корпуса форсунки и корпуса распылителя, а также в кольцевую полость Б вокруг иглы.

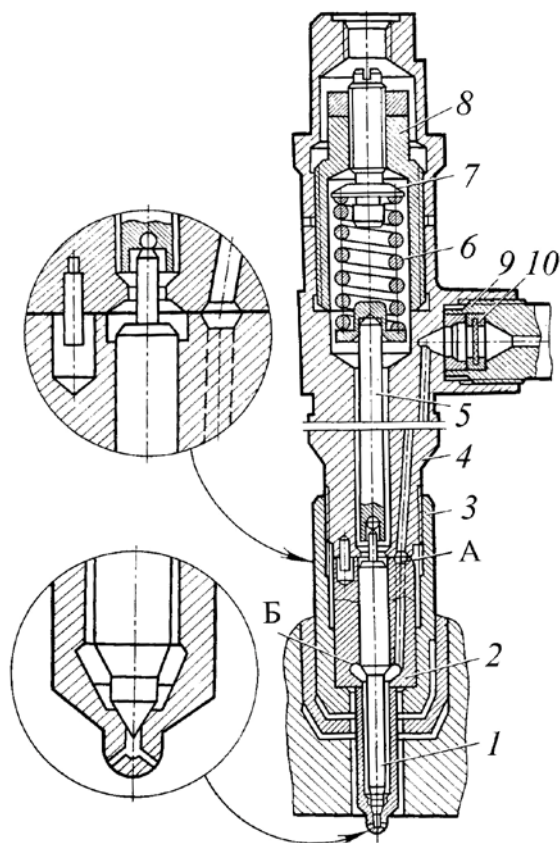


Рис. 2.50. Форсунка закрытого типа:
 1 – игла; 2 – корпус распылителя; 3 – крепежная гайка;
 4 – стальной корпус форсунки; 5 – штанга;
 6 – пружина; 7 – регулировочный винт;
 8 – фасонная гайка; 9 – штуцер; 10 – сетчатый фильтр;
 А – канал в корпусе форсунки;
 Б – кольцевая полость вокруг иглы

Впрыск происходит, когда давление топлива, создаваемое насосом, возрастет и превысит давление пружины б, в результате игла поднимется и откроет проход для топлива к сопловым отверстиям распылителя. После прекращения подачи топлива насосом давление в кольцевой полости упадет и под действием пружины б игла опустится и плотно закроет доступ топлива к сопловым отверстиям распылителя. Этот момент соответствует окончанию впрыска топлива.

Закрытые форсунки имеют распылители (рис. 2.51) с одним или несколькими отверстиями. Число отверстий зависит от способа смесеобразования и формы камеры сгорания. У двигателей с непосредственным впрыском распылитель форсунки обычно имеет несколько отверстий, которые закрываются запорной иглой. Такие форсунки называют бесштифтовыми. Форсунки двигателей с вихрекамерным смесе-

образованием, как правило, имеют одно отверстие. Закрытые форсунки с распылителем, имеющим одно отверстие, обычно выполняются штифтовыми, то есть у них запорная игла имеет на конце штифт, придающий струе топлива желаемый конус (до 45°). Различные конструкции распылителей закрытых форсунок показаны на рис. 2.51.

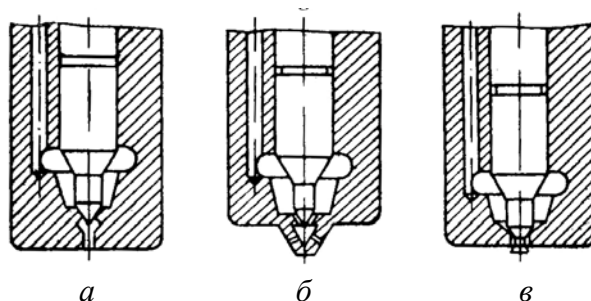


Рис. 2.51. Схемы распылителей закрытых форсунок:
a – бесштифтовая с одним отверстием; *б* – бесштифтовая с несколькими отверстиями; *в* – штифтовая

По сравнению с открытыми закрытые форсунки имеют ряд преимуществ: у них меньше период впрыска, лучше распыливание топлива на пониженных оборотах и малых нагрузках, меньше подтекание топлива, проще регулировка давления. На автотракторных двигателях применяются только закрытые форсунки.

Камеры сгорания. Основные требования и классификация. Форма и размер камеры сгорания оказывают значительное влияние на организацию и протекание рабочего процесса. Кроме хорошего смесеобразования, камера сгорания должна обеспечивать высокий коэффициент полезного действия и хорошие пусковые качества. Поэтому форма камеры сгорания должна соответствовать направлению и дальности струи впрыскиваемого топлива, а также обеспечивать организованное движение потока воздуха и интенсивное перемешивание его с топливом, полное сгорание топлива при наименьшем количестве воздуха, плавное нарастание давления в цилиндре, умеренное максимальное давление при сгорании, минимальные тепловые потери.

По способу смесеобразования и конструктивному выполнению камеры сгорания разделяются на две основные группы (рис. 2.52): неразделенные и разделенные.

Неразделенные камеры сгорания имеют более простую форму и выполняются в виде единого объема. Такие камеры обеспечивают объемно-пленочное смесеобразование. Разделенные камеры состоят из двух отдельных объемов. На современных дизелях в основном применяется один тип разделенных камер сгорания – вихревой.

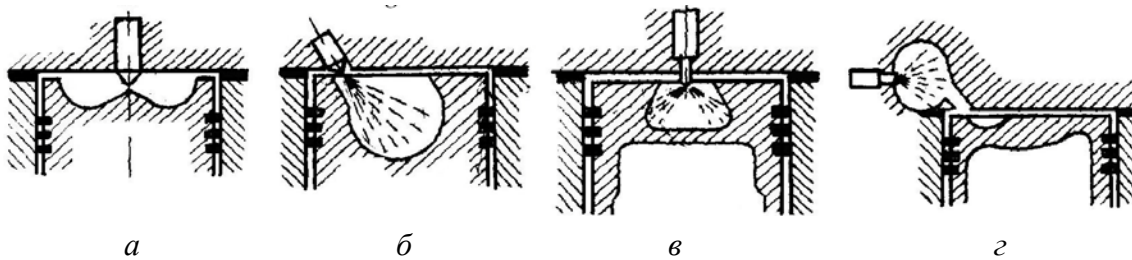


Рис. 2.52. Принципиальные схемы камер сгорания дизельных двигателей:
а, б, в – неразделенные; *г* – разделенная (вихревая)

Камера сгорания для непосредственного впрыска. В дизельных двигателях с такими камерами топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания (рис. 2.52, *а, б, в*). Качество смесеобразования в таких камерах достигается согласованием формы камеры сгорания с формой и количеством топливных факелов. Для обеспечения тонкого распыливания топлива, необходимой дальнобойности струи и равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания применяются форсунки с рабочим давлением 15,0–20,0 МПа и многодырчатые распылители (5–7 отверстий) при малых диаметрах сопловых каналов (0,15–0,32 мм). Камера сгорания с непосредственным впрыском, представленная на рис. 2.52, *а*, обеспечивает объемное смесеобразование.

Основные достоинства камер сгорания с непосредственным впрыском по сравнению с камерами других разновидностей:

- 1) простая и компактная форма камеры сгорания обеспечивает меньшие тепловые потери в процессе сгорания и более высокий эффективный КПД; удельный расход топлива составляет 220–260 г/(кВт·ч);
- 2) вследствие меньших тепловых потерь и более высокого КПД повышается среднее эффективное давление;
- 3) меньшие тепловые потери создают условия для облегчения пуска;
- 4) упрощается конструкция головки цилиндра.

Недостатки камер сгорания с непосредственным впрыском:

- 1) смесеобразование происходит при больших давлениях впрыска, что повышает требования к топливоподающей аппаратуре;
- 2) процесс сгорания характеризуется значительными давлениями (p_z до 10,0 МПа), скорость нарастания давления при этом 0,4–0,8 МПа на 1° поворота коленчатого вала;
- 3) малые сопловые отверстия распылителя форсунки (0,1–0,25 мм) требуют точного исполнения и при недостаточной очистке топлива могут засоряться.

В дизельных двигателях с камерами сгорания с непосредственным впрыском применяются и другие, помимо объемного, способы смесеобразования. При этом наряду с улучшением экономичности и пусковых качеств добиваются снижения жесткости работы и шума, повышения среднего эффективного давления при бездымном выхлопе и создания возможности использования различных сортов моторного топлива в диапазоне от тяжелых дизельных до легких бензиновых.

Камера сгорания для пленочного смесеобразования. В камерах сгорания такого типа реализуется пленочное смесеобразование или *М-процесс*. Для его реализации в центральную часть камеры (рис. 2.52, б), находящуюся в поршне, в среду сжатого воздуха форсункой впрыскивается около 5% цикловой подачи топлива. Остальная часть топлива, около 95%, впрыскивается и распределяется форсункой на поверхности камеры сгорания в виде тонкой пленки (10–15 мкм). Скорость смесеобразования в этом случае определяется, с одной стороны, температурой поверхности камеры, а с другой, скоростью движения воздушного зряда и его турбулентностью.

При пленочном смесеобразовании в первую очередь самовоспламеняется топливо, впрыснутое в центральную часть камеры, где обеспечивается высокий коэффициент избытка воздуха. Остальное топливо после постепенного испарения и перемешивания с воздухом воспламеняется от высокой температуры благодаря сгоранию распыленной в камере небольшой части топлива.

Испаряется топливо с поверхности камеры при умеренной температуре (570–620 К), что достигается охлаждением днища поршня струей масла, поступающего, например, через сверление в верхней головке шатуна. Такая температура достаточна для испарения топлива и не вызывает термического расщепления молекул, сопровождающихся нагаро- и смоловыделением.

Для уменьшения количества топлива, проходящего предпламенную физико-химическую подготовку в течение первого периода задержки воспламенения, форсунка (рис. 2.52, б) размещается ближе к стенке камеры и устанавливается таким образом, чтобы впрыскиваемое топливо встречалось с поверхностью стенки под острым углом, а направление струи топлива совпадало с направлением радиального воздушного потока.

При пленочном смесеобразовании, даже при низкой воспламеняемости топлива, количество участвующего в его воспламенении топлива незначительно. Поэтому применение таких сортов топлив не

вызывает резкого повышения давления при самовоспламенении. Следовательно, при пленочном смесеобразовании возможно использование сортов топлива с более низкой воспламеняемостью, чем дизельное (бензин, керосин и даже сырая нефть). В то время как в дизельных двигателях с обычным смесеобразованием использование бензина или керосина сопровождается недопустимой жесткостью сгорания.

Двигатели с пленочным смесеобразованием имеют форсунки с одним, двумя или тремя сопловыми отверстиями. Давление начала подачи топлива форсункой 17,5–20,0 МПа. Они работают бездымно и мягко. Скорость нарастания давления 0,2–0,4 МПа на 1° поворота коленчатого вала при максимальном давлении цикла 7,0–7,5 МПа. Среднее эффективное давление выше, чем у двигателей с обычным способом смесеобразования. Минимальный удельный расход топлива 218–251 г/(кВт·ч).

Пленочное смесеобразование, по сравнению с объемным, обеспечивает лучшие экономические показатели двигателей, упрощает конструкцию топливной аппаратуры. К недостаткам следует отнести плохие пусковые свойства двигателей.

Объемное и пленочное смесеобразование можно назвать двумя противоположными способами, в первом из которых топливо в основном распределяется в воздушном заряде, а при втором способе почти все топливо превращается в пленку и наносится на поверхность камеры сгорания.

Камера сгорания для объемно-пленочного смесеобразования. Камера сгорания для объемно-пленочного смесеобразования размещается в днище поршня и имеет форму усеченного корпуса (рис. 2.52, в) с основанием меньшего диаметра у входной горловины и со скругленными стенками у нижнего основания. Топливо впрыскивается форсункой с многодырчатым распылителем, которая размещается под небольшим углом к оси цилиндра. Расположение отверстия распылителя обеспечивает попадание топлива при впрыске на боковые стенки камеры вблизи от кромки ее горловины. На коническую поверхность камеры, омываемую воздушным вихрем, попадает около 50% топлива, а остальная часть топлива распыливается в воздушном потоке, который возникает в результате вытеснения части воздушного заряда из надпоршневого зазора. При этом радиальное движение в зазоре переходит во вращательное движение тороидального вихря в камере, расположенной в поршне. Пленка топлива образуется под воздействием высокой скорости распыляемого топлива и направления струи под острым углом к поверхности стенки.

Объемно-пленочный способ смесеобразования обеспечивает среднюю жесткость работы двигателя (скорость нарастания давления – 0,4–0,5 МПа/град) и невысокое максимальное давление сгорания (6,0–6,5 МПа) при минимальном удельном расходе топлива 220–260 г/(кВт·ч).

Вихревая камера сгорания. Вихревая камера сгорания (рис. 2.52, з) имеет объем, разделенный на две части, одна из которых называется основной, а вторая вихревой. Основная камера расположена непосредственно над поршнем. Вихревая камера размещена в головке цилиндра, имеет обтекаемую форму (форму шара или сплющенного шара) и охлаждается водой. Ее объем составляет от 50 до 75% общего объема камеры сгорания, что позволяет вовлечь в вихревое движение большое количество воздуха. Вихревая камера сообщается с основной при помощи горловины. Для улучшения дожигания в основной камере и повышения надежности поршня в его днище делают углубление.

В период сжатия воздух вытесняется из основной камеры и поступает в вихревую камеру тангенциально ее поверхности, при этом создаются вихревые потоки, которые подхватывают впрыскиваемое форсункой топливо. Струя топлива увлекается воздушным потоком, интенсивно перемешивается с ним, самовоспламеняется и частично сгорает. В период сгорания в вихревой камере резко повышается давление. При этом продукты сгорания и несгоревшая часть топлива устремляются в основную камеру. Здесь процесс сгорания продолжается, заканчиваясь при расширении. Хорошее перемешивание кислорода воздуха с топливом при таком способе смесеобразования достигается интенсивным направленным движением заряда в камере сгорания. Этим обеспечивается бездымная работа двигателя при малых значениях коэффициента избытка воздуха.

Хорошее перемешивание смеси снижает требования к качеству распыливания топлива и допускает низкое рабочее давление форсунок (12,0–15,0 МПа). Штифтовые форсунки имеют более простую конструкцию распылителя с одним отверстием.

Интенсивность вихрей определяется скоростью движения воздушного заряда и возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому двигатели с вихрекамерным способом смесеобразования удовлетворительно работают в широком скоростном диапазоне и относятся к быстроходным дизельным двигателям.

Сравнение неразделенных и разделенных камер. Основные преимущества разделенных камер по сравнению с неразделенными заключаются в следующем:

1) смесеобразование происходит при меньших давлениях впрыска (до 15 МПа), что несколько снижает требования к топливной аппаратуре;

2) процесс сгорания характеризуется более медленным нарастанием давления; максимальное давление сгорания меньше, работа двигателя мягче;

3) сравнительно большие размеры сопловых отверстий распылителя (0,5–1,5 мм) упрощают производство форсунок и удлиняют срок их службы;

4) работа двигателя при переменных режимах более стабильна.

Основные недостатки разделенных камер:

1) усложненная форма камеры сгорания вызывает увеличение тепловых потерь и снижает эффективный КПД; экономичность понижена; удельный расход топлива составляет 255–285 г/(кВт·ч);

2) вследствие увеличения тепловых потерь и снижения эффективного КПД среднее эффективное давление, а следовательно, и литровая мощность несколько понижаются;

3) производство разделенных камер сложнее;

4) низкие пусковые свойства из-за интенсивного отвода тепла развитой теплоотдающей поверхностью.

Из числа двигателей с разделенными камерами двигатели с вихревыми камерами обладают несколько лучшей экономичностью и пусковыми свойствами. В мировом двигателестроении преобладает производство двигателей с неразделенными камерами сгорания.

Время задержки воспламенения топлива определяется по формуле

$$t = \frac{\varphi}{6n}, \quad (2.35)$$

где φ – период задержки по углу поворота коленчатого вала; n – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Диаметр плунжера ТНВД определяется по формуле

$$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi\psi}}, \quad (2.36)$$

где V_n – полная подача секции ТНВД с учетом перепуска топлива и перегрузок двигателя; ψ – отношение хода плунжера к его диаметру (0,8–1,7).

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия распылителя форсунки:

$$V_{т.ф} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{т}(p_{ф} - p_{ц})}}, \quad (2.37)$$

где $p_{ф}$ – среднее давление впрыска топлива; $p_{ц}$ – среднее давление газов в цилиндре двигателя во время впрыска топлива.

Площадь сопловых отверстий форсунки:

$$A_{с.о} = \frac{V_{ц}}{\mu_{ф} V_{т.ф} \Delta t}, \quad (2.38)$$

где $V_{ц}$ – подача топлива за цикл; $\mu_{ф}$ – коэффициент расхода топлива; Δt – продолжительность истечения топлива из форсунки.

Регулятор дизельного двигателя. Силы сопротивления движению лесной машины постоянно изменяются в широком диапазоне, и водитель не успевает реагировать на эти изменения. Так, например, силы сопротивления движению трелевочного трактора изменяются с частотой до 2–3 Гц. При фиксированных положениях регулирующего органа (рейки топливного насоса) изменение внешней нагрузки может приводить к значительному изменению скоростного режима двигателя. Для снижения отрицательного влияния подобных явлений применяют регулирующей орган – регулятор частоты вращения, который поддерживает рабочие режимы двигателя в допустимых пределах. Классификация регуляторов приведена на рис. 2.53.

На дизельных двигателях лесотранспортных машин применяются центробежные всережимные регуляторы, на карбюраторных двигателях – пневмоцентробежные однорежимные регуляторы (ограничители максимальных оборотов).

Чтобы предотвратить изменения частоты и нарушения рабочего процесса двигателя при изменении внешней нагрузки, необходимо соответствующим образом изменять положение рейки топливного насоса. При частых и резких изменениях такое регулирование приводит к утомляемости водителя, а часто практически невозможно. В таких случаях устойчивую работу двигателя во всем диапазоне возможных режимов (от холостого хода до максимальных режимов) эффективно обеспечивает всережимный регулятор. С таким регулятором водитель задает требуемый режим работы двигателя (от минимальных до максимальных оборотов) путем соответствующей деформации пружины, а регулятор поддерживает заданный скоростной режим изменением подачи топлива. Применение всережимных регуляторов значительно облегчает управление машиной, улучшает ее экономичность, повышает производительность и долговечность.



Рис. 2.53. Классификация автотракторных регуляторов

Всережимный регулятор (рис. 2.54) содержит грузики 1, установленные на валике, который приводится во вращение от распределительного вала двигателя. Грузики своими выступами упираются в муфту 2, нагруженную пружиной 3 и связанную с рейкой насоса через рычаг 4. Скоростной режим двигателю задает водителем соответствующим изменением натяжения пружины 3 через рычаг 5 и тягу 6. При установившемся скоростном режиме существует равновесие между центробежной силой грузов и приведенной к оси регулятора силой пружины.

Изменение частоты вращения при уменьшении или увеличении нагрузки на двигатель приводит к изменению равновесного состояния между центробежной силой грузов и приведенной силой пружины. Преобладающая из этих сил сместит муфту с рейкой насоса на увеличение или уменьшение подачи то-

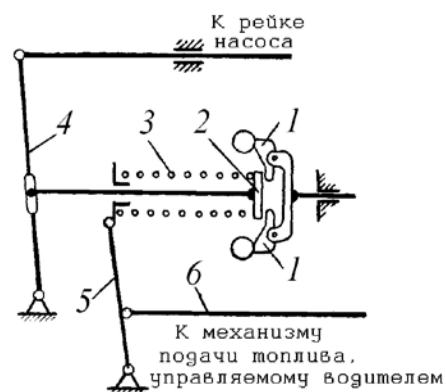


Рис. 2.54. Принципиальная схема всережимного регулятора:
 1 – грузики; 2 – муфта;
 3 – пружина;
 4 и 5 – рычаги; 6 – тяга

плива, что приведет к восстановлению заданного водителем скоростного режима двигателя. На всех скоростных режимах регулятор обеспечивает устойчивую работу двигателя и практически постоянную скорость движения машины.

2.11.6. Системы питания современных дизельных и бензиновых двигателей. В последнее время все большее распространение получают системы питания с непосредственным распределенным впрыском топлива под большим давлением. Такие системы позволяют получать высокие мощностные показатели двигателя, снизить расход топлива и удовлетворяют требованиям норм по токсичности отработавших газов.

На рис. 2.55 приведена схема системы питания Common Rail современного дизельного двигателя.

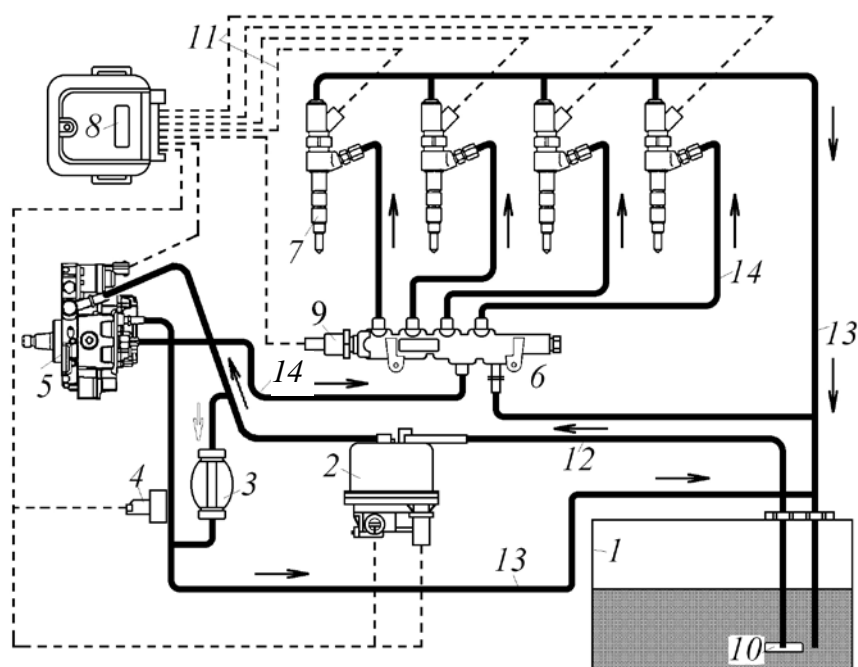


Рис. 2.55. Принципиальная схема системы питания Common Rail дизельного двигателя:

- 1 – топливный бак; 2 – фильтр тонкой очистки с электроподогревом дизельного топлива; 3 – насос ручной подкачки топлива;
- 4 – датчик температуры топлива; 5 – топливный насос высокого давления со встроенным подкачивающим насосом и регулятором расхода топлива; 6 – топливораспределительная рампа со встроенным клапаном предельного давления; 7 – форсунки с пьезоэлементами;
- 8 – бортовой компьютер; 9 – датчик давления топлива в рампе;
- 10 – фильтр предварительной очистки топлива; 11 – электрические цепи;
- 12 – топливные магистрали низкого давления; 13 – возвратные топливные магистрали; 14 – топливные магистрали высокого давления (135 МПа)

Топливо из бака 1 при помощи встроенного в ТНВД подкачивающего насоса 5 через фильтр предварительной очистки топлива 10 и фильтр тонкой очистки 2 поступает к ТНВД. В фильтре тонкой очистки может осуществляться подогрев дизельного топлива для лучших пусковых возможностей дизельного двигателя в холодное время года. Подогрев дизельного топлива также возможен и в топливном баке при помощи специальных электроподогревателей – тенов.

Топливный насос высокого давления 5 подает топливо под высоким давлением в топливораспределительную рампу 6 и далее из рампы топливо по топливопроводам высокого давления поступает в форсунки 7, которые осуществляют впрыск топлива в камеры сгорания. Работой форсунок управляет бортовой компьютер 8 на основании данных, получаемых от датчиков. Излишки топлива от форсунок, топливной рампы и ТНВД по возвратным топливопроводам 13 направляются на слив в бак 1. Для прокачки системы вручную и вывода из системы воздуха предусмотрен насос ручной прокачки топлива 3.

В таких системах питания управление количеством впрыскиваемого топлива в зависимости от реализуемого крутящего момента при помощи форсунок осуществляет бортовой компьютер, общий вид которого приведен на рис. 2.56. Компьютер также рассчитывает и автоматически изменяет, в зависимости от режима работы двигателя, угол опережения впрыска топлива и продолжительность впрыска. Управление каждой форсункой осуществляется независимо. Так же компьютер регулирует давление топлива в рампе. При проведении технических обслуживаний бортовой компьютер можно перепрограммировать и тем самым устранить ошибки, появляющиеся в процессе работы.

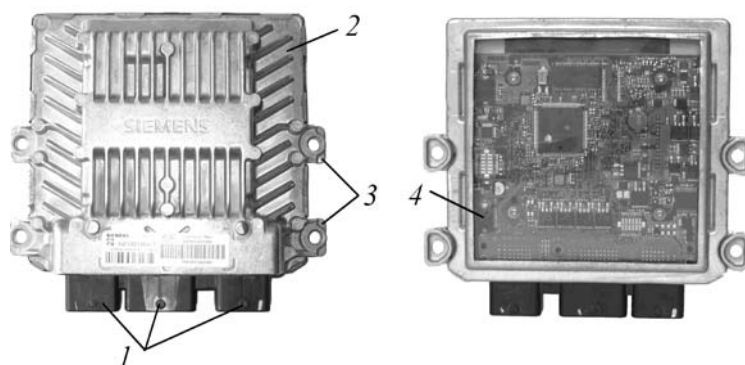


Рис. 2.56. Бортовой компьютер системы питания:

- 1 – электрические разъемы управления; 2 – крепежные кронштейны;
- 3 – корпус с ребрами охлаждения; 4 – электронная плата компьютера

Помимо управления впрыском топлива бортовой компьютер выполняет еще целый ряд функций. На основании информации, получаемой от датчиков, он определяет суммарный расход топлива на различных режимах работы двигателя, ограничивает расход топлива и частоту вращения коленчатого вала двигателя в зависимости от внешних воздействий, управляет рециркуляцией отработавших газов, осуществляет контроль за работой датчиков. Кроме того, компьютер осуществляет диагностику силовых цепей и выполняет контроль «правдоподобности» параметров, поступающих от датчиков, ограничивает максимальную скорость машины, регулирует скоростной режим (система круиз-контроль), управляет системами, обеспечивающими нормальный режим работы двигателя, трансмиссии и подвески.

Топливный насос высокого давления системы Common Rail состоит из следующих конструктивных элементов: подкачивающий насос, разгрузочный клапан, регулятор расхода топлива, секция высокого давления. Используется шестеренчатый подкачивающий насос с внешним зацеплением шестерен, состоящий из ведущей шестерни 1 (рис. 2.57), ведомой шестерни 2, свободно вращающейся на оси, корпуса 3 и фланца 4.

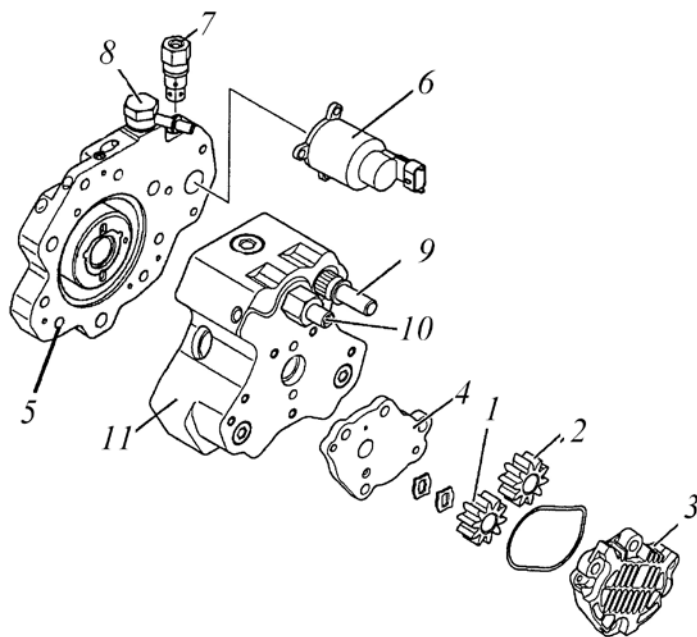


Рис. 2.57. Топливный насос высокого давления:
 1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – корпус;
 4, 5 – фланец; 6 – регулятор расхода топлива; 7 – разгрузочный клапан; 8 – входная магистраль (низкое давление); 9 – возвратная магистраль; 10 – напорная магистраль (высокое давление);
 11 – секция высокого давления

Принцип работы такого насоса аналогичен принципу шестеренчатого насоса смазочной системы. Давление топлива, подаваемого в секцию высокого давления, зависит от частоты вращения коленчатого вала и составляет 0,45–0,6 МПа. Давление на входе подкачивающего насоса составляет 0,05–0,1 МПа.

В некоторых системах питания подкачивающий насос является самостоятельным агрегатом. В этом случае используются электрические погружаемые в топливо вакуумные насосы, которые располагаются в топливозаборном устройстве прямо в топливном баке.

Регулятор расхода топлива 6 изменяет количество топлива, поступающего из подкачивающего насоса к нагнетающим узлам секции высокого давления. Благодаря тому, что регулирование расхода выполняется в магистрали низкого давления, сжатую в секции высокого давления подвергается ровно столько топлива, сколько требуется впрыскивать в цилиндры двигателя. Это обеспечивает медленное повышение температуры топлива и снижает внутренние потери мощности в самом насосе.

Разгрузочный клапан обеспечивает прокачку насоса, смазку его деталей и регулировку давления на входе в регулятор расхода. Секция высокого давления включает три нагнетающих узла плунжерного типа, расположенные под углом 120° друг к другу.

Топливораспределительная рампа (рис. 2.58) изготовлена из литой стали и предназначена для распределения топлива, находящегося под большим давлением, между форсунками. На ней расположены клапан предельного давления 2 и датчик давления 3.

Клапан предельного давления не допускает роста давления в рампе свыше 140–150 МПа и защищает от повреждения элементы топливной системы.

На рис. 2.59 приведен общий вид электроуправляемой форсунки системы питания Common Rail. Назначение и принцип работы данных форсунок аналогичен ранее рассмотренным форсункам в разделе «Система питания дизельного двигателя». Отличительной особенностью форсунок является их электрическая часть II (рис. 2.59), включающая быстродействующий электромагнит, который управляет открытием форсунки и соответственно распылом топлива. Команду на открытие форсунки электромагнит получает от компьютера.

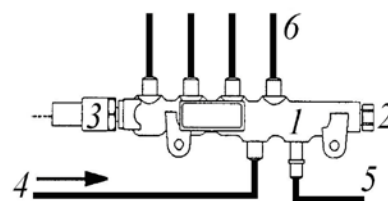


Рис. 2.58. Топливораспределительная рампа:
1 – рампа; 2 – клапан предельного давления;
3 – датчик давления;
4 – магистраль высокого давления; 5 – возврат в топливный бак;
6 – топливopровод высокого давления к форсункам

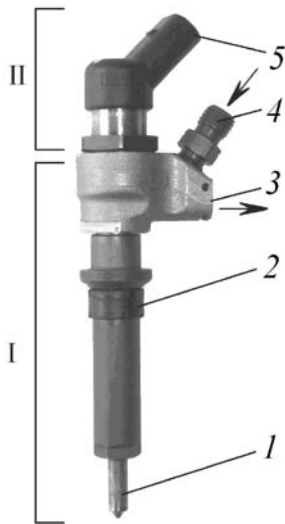


Рис. 2.59. Электроуправляемая форсунка:

- I – механическая часть;
- II – электрическая часть;
- 1 – распылитель;
- 2 – уплотнительное кольцо;
- 3 – к возвратной топливной магистрали; 4 – штуцер магистрали высокого давления;
- 5 – электрический разъем (к управляющему сигналу компьютера)

Такие форсунки позволяют осуществить несколько впрысков в течение одного цикла: один или два предварительных впрыска, пока поршень подходит к ВМТ на такте сжатия; один основной впрыск (предварительная порция топлива уже воспламенилась, поршень начинает двигаться к НМТ и совершается рабочий ход); один финальный впрыск (воспламенилась уже основная порция топлива и совершилась половина рабочего хода). Такая сложная работа форсунок требует высокого быстродействия исполнительных механизмов и, соответственно, усложняет конструкцию и повышает стоимость форсунок. Однако это позволяет снизить уровень шума и вибраций дизельного двигателя, сделать его работу более «мягкой», обеспечить требования экологических норм, упростить конструкцию камер сгорания дизельного двигателя, и, следовательно, снизить стоимость его изготовления.

Одновременно с этим процесс сгорания топлива является контролируемым (при помощи компьютера, который рассчитывает порции топлива на основании информации, получаемой от датчиков), что сложно обеспечить на классических дизельных двигателях.

Система питания Common Rail современных бензиновых двигателей помимо электрической цепи, связанной с компьютером (управляет различными исполнительными элементами на основе информации, получаемой от датчиков), и системы подачи топлива (обеспечивает повышение давления топлива и подачу к инжекторам), в отличие от системы питания дизельного двигателя, включает еще систему питания воздухом. Данная система обеспечивает фильтрацию и дозирование поступающего в двигатель воздуха.

Дозирование поступающего в двигатель воздуха осуществляется блоком дроссельной заслонки с электрическим приводом (рис. 2.60). Эта дроссельная заслонка по назначению аналогична дроссельной заслонке карбюратора, только управляется не механи-

ческой тягой от педали, а при помощи электродвигателя через шестеренчатый редуктор. Компьютер управляет открытием дроссельной заслонки в зависимости от требований водителя (сигнал датчика положения педали) и информации, получаемой от датчиков скорости, круиз-контроля, кислорода и т. п.

Блок дроссельной заслонки включает в себя несколько элементов системы впрыска топлива: дроссельную заслонку 1 (рис. 2.60); датчик температуры воздуха на впуске 2; резистор подогрева воздуха на впуске 3; датчик положения дроссельной заслонки 4. Резистор подогрева воздуха на впуске предназначен для исключения образования инея и примерзания заслонки в холодное время года.

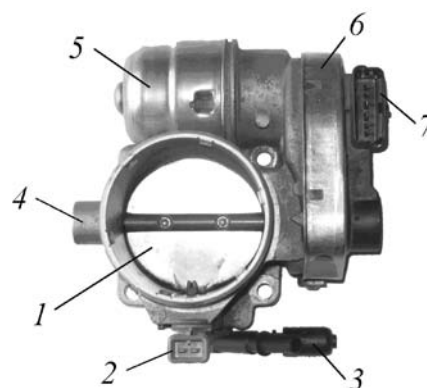


Рис. 2.60. Блок дроссельной заслонки:
 1 – дроссельная заслонка;
 2 – датчик температуры воздуха на впуске; 3 – резистор подогрева воздуха на впуске;
 4 – датчик положения дроссельной заслонки; 5 – электродвигатель;
 6 – шестеренчатый редуктор;
 7 – электрический разъем (к управляющему сигналу компьютера)

2.11.7. Датчики современных систем питания двигателя и транспортных машин. Работа систем питания Common Rail не возможна без специальных датчиков, по сигналам которых бортовой компьютер производит вычисления и осуществляет управление работой двигателя и других систем машины. К таким датчикам относятся:

– датчик температуры компьютера – расположен внутри блока компьютера и при помощи него компьютер контролирует собственную температуру, чтобы предотвратить повреждения, вызванные перегревом электронных элементов. При температуре свыше 71°C компьютер после предварительного предупреждения блокирует работу систем двигателя и отключается;

– датчик атмосферного давления – встроен в компьютер, и при помощи него осуществляется расчет количества впрыскиваемого топлива в зависимости от разряжения атмосферы;

– датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя – исполнительный механизм датчика расположен на распределительных шестернях;

– датчик педали управления подачей топлива («газ») – встроен в педальный узел и определяет точное положение педали, информируя

компьютер о намерении водителя изменить скорость движения транспортного средства;

– датчик давления воздуха на впуске – установлен во впускном трубопроводе двигателя, информирует компьютер о давлении воздуха на впуске в двигатель;

– датчик температуры воздуха на впуске – установлен во впускном трубопроводе двигателя, информирует компьютер о температуре воздуха на впуске в двигатель;

– датчик положения поршней в мертвых точках – установлен на маховике двигателя, информирует компьютер о времени, когда поршни в цилиндрах приходят в нижние и верхние мертвые точки;

– датчик определения начального цилиндра – установлен в головке блока цилиндров. Информация, получаемая от этого датчика, позволяет компьютеру определить начальный цилиндр, от которого отсчитывается порядок работы остальных цилиндров. Этот датчик необходим для нормального функционирования систем впрыска и зажигания;

– датчик положения дроссельной заслонки – установлен в блоке управления дроссельной заслонкой, информация, поступающая от него, необходима для контроля состояния и согласованной работы педали и дроссельной заслонки (если педаль «газ» нажата полностью, то и дроссельная заслонка должна быть открыта полностью);

– датчик транспондера – установлен в головке ключа зажигания. Заложенный в нем код передается антенне, расположенной около замка зажигания. Если код правильный, компьютер разрешает запуск двигателя, иначе системы двигателя будут заблокированы и запуск двигателя невозможен;

– датчик температуры охлаждающей жидкости – установлен в верхней части рубашки охлаждения в блоке цилиндров, информирует компьютер о температуре охлаждающей жидкости;

– датчик детонации – пьезоэлектрического типа, установлен в блоке цилиндров, информирует двигатель о детонационных шумах. На основании информации от этого датчика компьютер подстраивает работу систем двигателя к качеству топлива (определяется октановое или цетановое число), или принимается решение о том, что работа на данном топливе невозможна. В этом случае, чтобы не повредить двигатель, компьютер блокирует систему питания.

– датчик скорости транспортного средства – установлен на выходном валу коробки передач, информация используется компьютером для корректировки движения автомобиля на дороге;

– датчик давления рабочей жидкости гидроусилителя рулевого управления – информирует компьютер об интенсивности маневров, совершаемых водителем при движении. На основании информации от этого датчика компьютер распознает аварийные ситуации и может корректировать движение автомобиля;

– датчик круиз-контроля – расположен на педалях «газ» и «тормоз». На основании информации от этого датчика компьютер отключает режим поддержания заданной скорости (круиз-контроль), как только водитель нажмет педаль «газ» или «тормоз»;

– датчик температуры моторного масла – установлен в масляном поддоне и информирует компьютер об уровне и температуре смазочного масла в двигателе;

– датчик кислорода (лямбда зонд) – установлен во впускном трубопроводе и за каталитическим нейтрализатором. На основании информации о количестве кислорода во впускаемом в двигатель свежем воздухе и в отработавших газах компьютер вычисляет порции топлива для полного его сгорания и обеспечения минимальной токсичности отработавших газов;

– датчик акселерометра – измеряет вертикальные ускорения автомобиля, на основании информации от этого датчика компьютер выбирает режим работы подвески для обеспечения комфортного движения и сохранности груза.

Эти и другие датчики (определение веса груза, распределения веса по осям, давления в шинах и т. п.) обеспечивают комфортные условия движения и управления транспортным средством, а также возможность добиться высоких мощностных показателей двигателя при минимальном расходе топлива и низкой токсичности отработавших газов.

2.12. Электрооборудование автомобилей и тракторов.

Система зажигания

2.12.1. Электрооборудование. Электрическая энергия на тракторах и автомобилях применяется для пуска двигателя (стартером), зажигания горючей смеси, звуковой и световой сигнализации, освещения, питания контрольно-измерительных приборов, системы управления и рабочего оборудования.

Все приборы электрооборудования делятся на источники и потребители электрического тока. Источники электрического тока преобразуют механическую и химическую энергию в электрическую, потре-

бители превращают энергию электрического тока в другой вид энергии (механическую, световую, звуковую, тепловую).

Электрооборудование тракторов и автомобилей можно разделить на следующие группы:

- источники электрической энергии (электроснабжение): аккумуляторная батарея и генератор с реле-регулятором;
- потребители электрической энергии: стартер, фары и подфарники, звуковой сигнал и сигнал поворота, электродвигатели вентилятора отопителя, а также дополнительное электрооборудование;
- система зажигания (на бензиновом двигателе): искровая свеча зажигания, прерыватель-распределитель;
- контрольно-измерительные приборы: бортовой компьютер, электрические датчики, электрические измерительные приборы, сигнализаторы;
- вспомогательные приборы: предохранители, выключатели, регуляторы, реле питания и др.

Все группы объединены бортовой электрической сетью, которая выполняется по однопроводной схеме соединения потребителей с источниками электрического тока. Только некоторые электронные компоненты систем питания и зажигания, а также отдельные датчики подключаются по двухпроводной схеме.

Аккумуляторная батарея. Аккумуляторная батарея предназначена для питания током потребителей, когда двигатель не работает или работает на малой частоте вращения коленчатого вала. На лесных машинах устанавливают свинцово-кислотные аккумуляторные батареи. Аккумуляторная батарея состоит из шести одинаковых по устройству аккумуляторов, соединенных между собой последовательно.

Аккумулятор состоит из пластмассовой банки, в которую залит электролит (раствор серной кислоты в дистиллированной воде), отрицательных и положительных свинцовых пластин. Принцип работы аккумулятора основан на последовательном превращении электрической энергии в химическую (зарядка) и обратно – химической энергии в электрическую (разрядка).

В процессе зарядки аккумуляторной батареи через нее пропускают постоянный электрический ток от постороннего источника. В результате химической реакции на пластине, соединенной с положительным полюсом источника тока, образуется перекись свинца, а на пластине, соединенной с отрицательным полюсом источника тока, – металлический свинец в виде рыхлой губчатой массы. При этом в электролит выделяется серная кислота, которая увеличивает его плотность.

Аккумуляторная батарея состоит из бака 4 (рис. 2.61), разделенного внутри перегородками на отделения. В каждом отделении (банке) помещается один аккумулятор. Бак изготовляют из кислотостойкой пластмассы или эбонита. Он имеет на дне ребра, на которые опираются пластины. В каждую банку помещен набор положительных 2 и отрицательных 1 пластин.

Пластины аккумулятора изготавливают в виде решеток, заполненных активной массой – порошкообразным свинцом. Для увеличения запаса энергии число парных пластин увеличивают. Количество электричества, которое отдает полностью заряженный аккумулятор при непрерывном разряде постоянной силой тока до определенного конечного напряжения, называют емкостью аккумулятора. Ее измеряют в ампер-часах.

Положительные пластины соединены с полюсным штырем, имеющим знак плюс, а отрицательные – с полюсным штырем со знаком минус. Каждая положительная пластина расположена между двумя отрицательными, поэтому отрицательных пластин *на одну больше* чем положительных. Пластины отделены друг от друга пористыми перегородками – сепараторами 9. Они изготовлены из микропористой пластмассы или стекловолокна. Сепараторы предупреждают короткое замыкание пластин и свободно пропускают через себя электролит. Банку закрывают крышкой 6, в которой предусмотрено отверстие для заполнения банки электролитом. Заливное отверстие закрывается пробкой 5. В пробке имеется вентиляционное отверстие, сообщающее полость аккумулятора с атмосферой, что необходимо для выхода газов, выделяющихся при химических реакциях. После сборки батареи края крышек аккумуляторов заливают специальной кислотостойкой мастикой.

Марка батареи, например, 6 ТСТ-190 ЭМС расшифровывается следующим образом. Первая цифра (6) указывает на число последовательно соединенных аккумуляторов, определяющее номинальное напряжение батареи (12 В). Буквы, следующие за первой цифрой, означают, что батарея «тяжелая» стартерная, отличающаяся особой прочностью. Число 190 обозначает емкость батареи в ампер-часах при 20-часовом режиме разряда. Буквы Э, М и С – материал изготовления блока и изоляторов (эбонит, мипласт и стекловолокно).

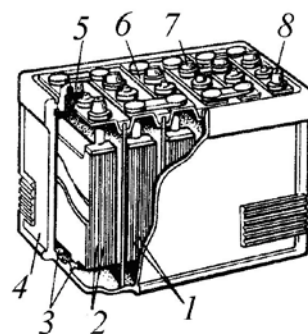


Рис. 2.61. Аккумуляторная батарея: 1 – отрицательные пластины; 2 – положительные пластины; 3 – ребра; 4 – бак; 5 – пробка; 6 – крышка; 7 – соединительная перемычка; 8 – полюсной штырь; 9 – сепаратор

Чтобы не допускать разрушения пластин, запрещается на продолжительное время и несколько раз подряд включать стартер.

При установке на трелевочный трактор или лесовозный автомобиль выводной штырь батареи со знаком минус присоединяется к «массе» через выключатель, установленный в кабине.

2.12.2. Система зажигания. Система зажигания бензиновых и газовых двигателей служит для принудительного воспламенения рабочей смеси, которое осуществляется в результате теплового воздействия электрического разряда между электродами свечей зажигания на молекулы рабочей смеси. Электрическое напряжение, при котором происходит искровой разряд, называют пробивным напряжением. Повышение агрегатных мощностей современных двигателей с принудительным воспламенением рабочей смеси достигается, как правило, повышением степени сжатия, увеличением частоты вращения коленчатого вала и числа цилиндров. В этих условиях возрастают требования, предъявляемые к системе зажигания. При увеличении степени сжатия и работе двигателя на обедненной смеси необходимо увеличивать электрическое напряжение между электродами свечи зажигания и энергию электрической искры. Повышение частоты вращения коленчатого вала и числа цилиндров двигателя приводит к возрастанию числа искровых разрядов в единицу времени и сокращению продолжительности каждого из них. При этом энергия искрового разряда должна быть достаточной для надежного воспламенения рабочей смеси, имеющей различные параметры и состав. Для своевременного воспламенения рабочей смеси необходимо изменять угол опережения зажигания при изменении скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Системы зажигания классифицируются следующим образом: батарейное зажигание, зажигание от магнето, контактно-транзисторное зажигание и электронное зажигание.

2.12.3. Батарейное зажигание. Ток высокого напряжения, необходимый для создания искрового разряда, образующегося в свече зажигания для воспламенения сжатой рабочей смеси в цилиндрах, получают от приборов батарейного зажигания. Принципиальная схема батарейной системы зажигания, включающего две цепи – низкого и высокого напряжения, представлена на рис. 2.62.

В системе батарейного зажигания в цепь тока низкого напряжения последовательно включены аккумуляторная батарея 1 (или генератор), выключатель 2 зажигания, первичная обмотка катушки зажигания 4, добавочный резистор (вариатор) 3, прерыватель 8 и конденсатор 7. Цепь тока высокого напряжения состоит из вторичной обмотки

катушки зажигания 4, распределителя 5, проводов высокого напряжения и искровых свечей зажигания 6.

При включенном замке зажигания и замкнутых контактах прерывателя электрический ток от аккумуляторной батареи или генератора поступает в первичную обмотку катушки зажигания, образуя вокруг нее магнитное поле. При размыкании контактами прерывателя цепи низкого напряжения исчезает ток в первичной обмотке катушки зажигания и вместе с ним магнитное поле, окружающее его. Исчезающее магнитное поле пересекает витки вторичной обмотки катушки зажигания и наводит в ней ЭДС. Благодаря большому числу витков во вторичной обмотке напряжение на ее концах достигает 20–25 кВ.

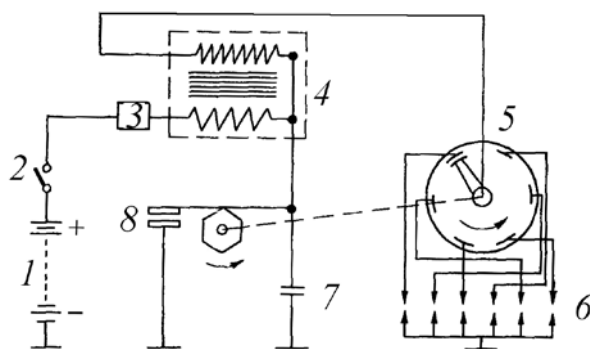


Рис. 2.62. Принципиальная схема
батарейной системы зажигания:

1 – аккумуляторная батарея; 2 – выключатель
зажигания; 3 – вариатор; 4 – индукционная катушка
зажигания; 5 – распределитель; 6 – свечи зажигания;
7 – конденсатор; 8 – механический прерыватель

От вторичной обмотки катушки зажигания через провод высокого напряжения, распределитель и провода ток высокого напряжения поступает к искровым свечам зажигания, где между электродами происходит искровой разряд, который зажигает рабочую смесь.

2.12.4. Приборы батарейной системы зажигания

Индукционная катушка зажигания (рис. 2.63) имеет стальной корпус 6, в котором помещен кольцевой магнитопровод 5, концентрирующий магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой. На сердечнике 2 намотана вторичная обмотка 4. Ряды провода при намотке изолируются друг от друга слоями конденсаторной бумаги. С целью лучшего охлаждения первичная обмотка 3 намотана на вторичную. С одной стороны в корпус индукционной катушки завальцован фарфоровый изолятор 1, а с другой – карболитовая крышка 8. Снаружи к корпусу катушки прикреплен вариатор 12. От аккумуля-

торной батареи ток в первичную обмотку может поступать либо через клемму ВК-Б, либо, в случае шунтирования вариатора, через клемму ВК. От клеммы 7 ток низкого напряжения поступает к прерывателю. Ток высокого напряжения от клеммы 9 отводится к распределителю.

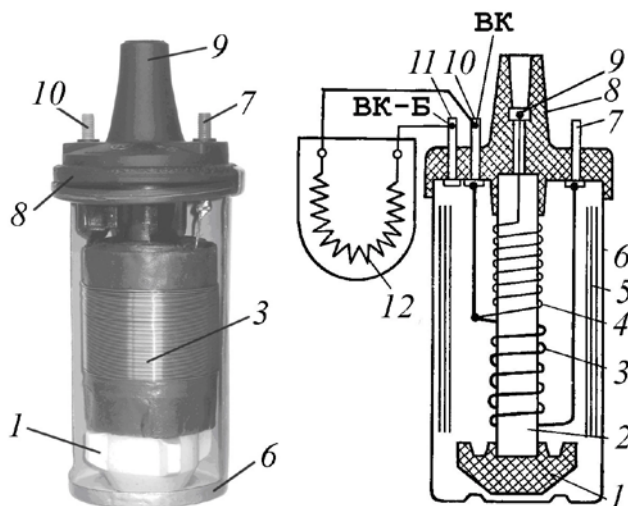


Рис. 2.63. Индукционная катушка зажигания:

а – общий вид; *б* – схема;

- 1 – фарфоровый изолятор; 2 – сердечник;
- 3 – первичная обмотка; 4 – вторичная обмотка;
- 5 – кольцевой магнитопровод; 6 – корпус;
- 7, 9, 10, 11 клеммы; 8 – карболитовая крышка;
- 12 – дополнительный резистор (вариатор)

Свеча зажигания служит для получения искрового разряда в камере сгорания, тепловое воздействие которого воспламеняет рабочую смесь. Условия работы свечи зажигания характеризуются значительными термическими, электрическими и механическими нагрузками. Изолятор 1 свечи зажигания (рис. 2.64) изготовлен из кристаллокорунда, который обладает высокой электрической и механической прочностью.

Поверхность изолятора покрывают глазурью для уменьшения отложений на нем загрязнений и влаги, что повышает поверхностное сопротивление материала. Для обеспечения бесперебойной работы свечи зажигания необходимо поддерживать температуру ее теплового конуса 7 в пределах 700–800°C. При этой температуре нагар, отлагающийся на конусе и электродах свечи, сгорает и происходит ее самоочищение. При температуре теплового конуса ниже 500°C изолятор нижней части свечи покрывается нагаром, что приводит к сни-

жению пробивного напряжения и к перебоям в работе двигателя из-за возможных пропусков зажигания рабочей смеси. Если температура теплового конуса выше 800–900°C, может возникнуть так называемое калильное зажигание, когда рабочая смесь воспламеняется не от электрической искры, а от нагретых до высокой температуры электродов и поверхности изолятора.

Для поддержания необходимой температуры теплового конуса выпускаются свечи зажигания с различной степенью теплоотдачи. В двигателях с невысокой степенью сжатия применяют свечи зажигания с малой теплоотдачей, называемые горячими, а для двигателей с повышенной степенью сжатия – холодные свечи с большой теплоотдачей. Горячие свечи зажигания имеют удлиненную нижнюю часть изолятора и более широкую расточку корпуса, а холодные – укороченную нижнюю часть изолятора и узкую расточку корпуса. Чем меньше высота теплового конуса, тем холоднее свеча зажигания и больше допустимая степень сжатия, при которой обеспечивается работа двигателя без калильного зажигания.

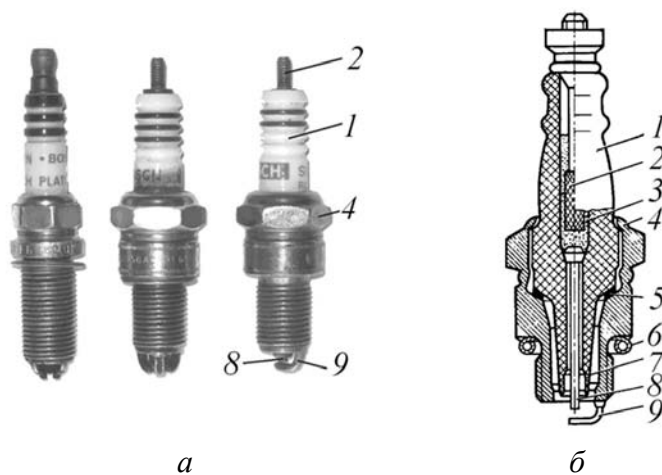


Рис. 2.64. Свечи зажигания:

a – общий вид; *б* – схема;

1 – изолятор; 2 – контактная головка;

3 – стеклогерметик токопроводящий; 4 – корпус;

5, 6 – прокладки уплотнительные; 7 – тепловой конус;

8 – центральный электрод; 9 – боковой электрод («масса»)

Прерыватель-распределитель необходим для прерывания тока низкого напряжения и распределения тока высокого напряжения по цилиндрам двигателя.

В **прерыватель** входят корпус 10 (рис. 2.65, б), приводной валик 11, подвижный и неподвижный диски, кулачок б и регуляторы опережения

зажигания. На подвижном диске 15 размещены изолированный рычажок 5 с подвижным контактом 7 и неподвижный контакт 8 со стойкой. Подвижный контакт прерывателя прижимается к неподвижному пластинчатой пружины.

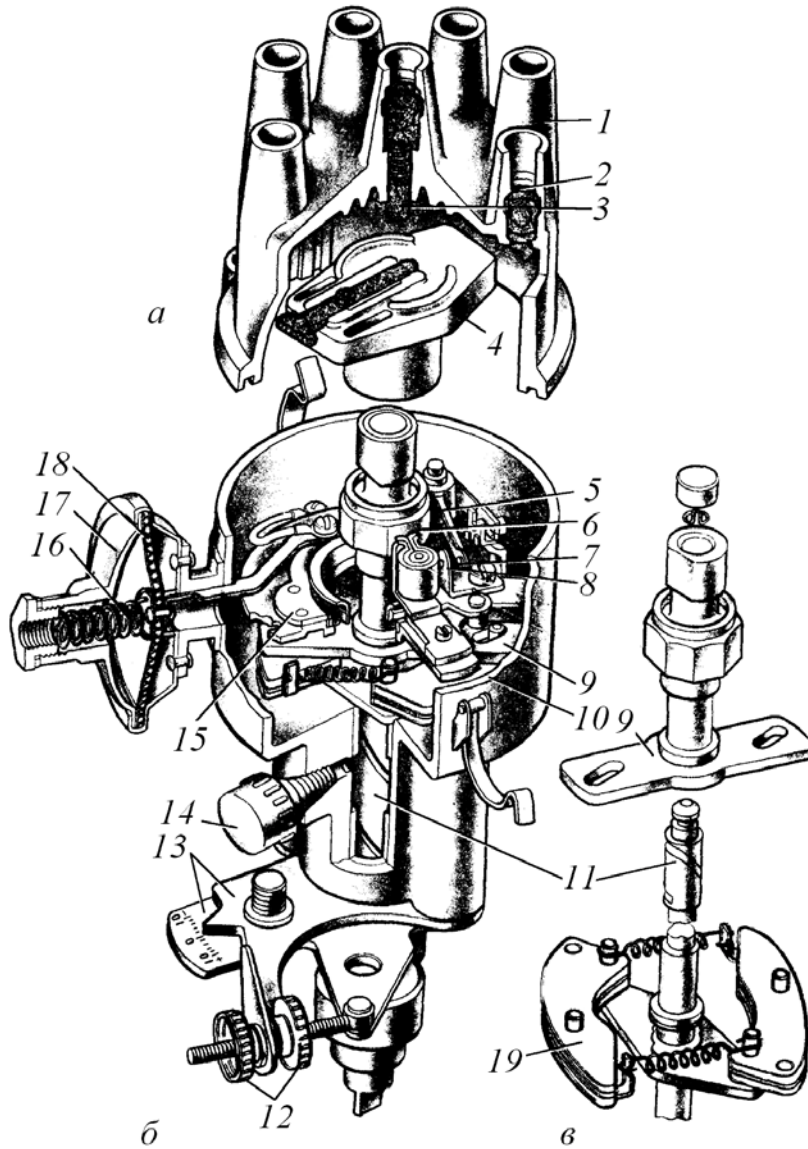


Рис. 2.65. Прерыватель-распределитель:
а – распределитель; *б* – прерыватель;
в – центробежный регулятор опережения зажигания
 1 – крышка; 2 – гнездо с зажимом; 3 – угольный контакт;
 4 – ротор; 5 – изолированный рычажок; 6 – кулачок;
 7 – подвижный контакт; 8 – неподвижный контакт;
 9 – пластина; 10 – корпус; 11 – приводной валик;
 12 – винтовой регулятор октан-корректора зажигания;
 13 – регулировочная шкала октан-корректора;
 14 – масленка; 15 – подвижный диск; 16 – пружина;
 17 – вакуумный регулятор; 18 – диафрагма; 19 – грузики

Вращающийся кулачок *б* нажимает выступом на изолированный рычажок прерывателя и за один оборот размыкает контакты столько раз, сколько выступов на кулачке. Число выступов на кулачке равно числу цилиндров двигателя.

Сверху на корпусе прерывателя установлен *распределитель* (рис. 2.65, *а*). Он состоит из ротора *4* и крышки *1*. Ротор изготовлен из карболита, а сверху в него вмонтирована контактная пластина. Он закреплен на выступе кулачка. Крышка распределителя тоже изготовлена из карболита. На ее наружной части по окружности выполнены гнезда с зажимами *2* для проводов высокого напряжения к искровым свечам зажигания. В центре крышки расположено центральное гнездо для крепления центрального провода высокого напряжения от катушки зажигания. Внутри крышки напротив центрального гнезда помещен угольный контакт *3* с пружиной для соединения провода с пластиной ротора, а против каждого гнезда по окружности находятся боковые контакты. Ротор распределителя, вращаясь вместе с кулачком, соединяет центральный контакт поочередно с боковыми, подавая ток высокого напряжения в свечи зажигания.

Кулачок *б* прерывателя соединен с приводным валиком *11* через центробежный регулятор (рис. 2.65, *в*). Валик приводится в действие от распределительного вала. *Центробежный регулятор* снабжен грузиками *19*, на выступах которых размещается пластина *9* с косыми прорезями. С увеличением частоты вращения коленчатого вала грузики регулятора расходятся, и штифты грузиков, перемещаясь в прорезях пластины, поворачивают ее и соединенный с ней кулачок в сторону вращения ведущего валика. В результате кулачок размыкает контакты прерывателя и угол опережения зажигания увеличивается. В зависимости от условий работы должен быть выбран оптимальный угол опережения зажигания, который влияет на тепловой режим, мощность и экономичность двигателя.

В прерывателе-распределителе, кроме центробежного, установлен *вакуумный регулятор*.

Вакуумный регулятор служит для изменения угла опережения зажигания в зависимости от нагрузки двигателя. Полость вакуумного регулятора *17*, в которой находится пружина *16*, соединена трубкой со смесительной камерой карбюратора над дроссельной заслонкой, полость с другой стороны сообщается с атмосферой. К диафрагме *18* прикреплена тяга, которая связана с подвижным диском *15* прерывателя.

При уменьшении нагрузки двигателя дроссельная заслонка прикрывается, и под действием разрежения, передаваемого по трубке от

карбюратора, диафрагма 18 перемещается с тягой влево (на рисунке) и поворачивает подвижную пластину прерывателя навстречу вращению кулачка. Угол опережения зажигания при этом увеличивается. С возрастанием нагрузки дроссельная заслонка открывается, разрежение в трубке падает, и под действием пружины 16 диафрагма перемещает тягу с подвижным диском в обратную сторону, уменьшая угол опережения зажигания.

Для изменения угла опережения зажигания вручную в зависимости от октанового числа топлива предназначен *октан-корректор*. Им изменяют угол опережения зажигания в пределах $\pm 12^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

Таким образом, в прерывателе-распределителе действуют независимо три устройства по изменению угла опережения зажигания: *центробежный* и *вакуумный* регуляторы и *октан-корректор*.

Ток самоиндукции, возникающий в цепи низкого напряжения при разрыве контактов прерывателя, вызывает интенсивное искрение, разрушение контактов. Чтобы предотвратить вредное действие ЭДС самоиндукции, параллельно контактам прерывателя включают конденсатор, который заряжается в момент появления ЭДС самоиндукции. Разряжаясь в обратном направлении, он приводит к быстрому исчезновению тока в первичной цепи, а следовательно, и магнитного поля, благодаря чему напряжение во вторичной цепи повышается.

Система батарейного зажигания имеет простое устройство, однако у нее есть существенные недостатки: контакты прерывателя быстро изнашиваются вследствие подгорания, так как через них проходит ток значительной силы; сила тока высокого напряжения зависит от частоты вращения коленчатого вала; наблюдается ненадежное воспламенение смеси в высокооборотных многоцилиндровых двигателях.

Необходимое число искр в секунду можно определить по формуле

$$k_{\text{и}} = \frac{ni}{120}, \quad (2.39)$$

где i – число цилиндров двигателя, n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Время замкнутого состояния контактов прерывателя:

$$t_{\text{з.п}} = \frac{120k_{\text{к.п}}}{ni}, \quad (2.40)$$

где $k_{\text{к.п}}$ – коэффициент, учитывающий профиль кулачка прерывателя (0,6–0,65).

За время замкнутого состояния контактов прерывателя ток в первичной цепи возрастает до значения

$$I_1 = \frac{U_6}{R_1} \left(1 - e^{-\left[\frac{R_1 120k}{L_1 n i} \right]} \right), \quad (2.41)$$

где U_6 – напряжение аккумуляторной батареи; R_1 – активное сопротивление первичной цепи; L_1 – индуктивность первичной цепи.

Максимальное индуцируемое напряжение вторичной цепи определяется по формуле

$$U_2^{\max} = I_p \sqrt{\frac{L_1}{c_1 (\omega_1 / \omega_2)^2 + c_2}}, \quad (2.42)$$

где I_p – ток в момент размыкания контактов прерывателя; c_1 – условная емкость витков первичной обмотки и конденсатора; c_2 – условная емкость витков вторичной обмотки и проводов высокого напряжения; ω_1 и ω_2 – число витков первичной и вторичной обмотки катушки зажигания.

ЭДС индукции в первичной обмотке магнето:

$$E_1 = -\omega_1 \frac{d\Phi_0}{dt}, \quad (2.43)$$

где $\frac{d\Phi_0}{dt}$ – скорость изменения магнитного потока.

Первичный ток в магнето пропорционален частоте вращения ротора

$$I_1 = \frac{E_1}{\sqrt{R_{1и}^2 + R^2}}, \quad (2.44)$$

где R_1 – активное сопротивление первичной обмотки; $R_{1и}^2$ – индуктивное сопротивление первичной обмотки.

2.12.5. Контактнo-транзисторная система зажигания. В контактнo-транзисторной системе зажигания в качестве усилителя первичного тока используются полупроводниковые приборы, а цепь тока низкого напряжения разделена на силовую и управляющую цепи, при этом контакты прерывателя размыкают небольшой ток управления (0,1–0,3 А). Первичный ток в полупроводниковой системе (до 6,5–7,5 А) вызывает индуктирование тока высокого напряжения во вторичной обмотке катушки от 30 000 до 35 000 В.

Ток в первичной цепи проходит через транзистор, минуя прерыватель, через который идет лишь небольшой ток, управляющий

транзистором. В такой системе зажигания применяется катушка зажигания с малым сопротивлением первичной обмотки (180 витков) без вариатора, увеличенным числом витков вторичной обмотки (41,5 тыс. витков) и отдельными выводами обмоток. Прерыватель-распределитель не имеет конденсатора, так как разгружен от тока первичной цепи.

Вторичное напряжение транзисторной системы зажигания по сравнению с обычной батарейной повышается на 25%, что обеспечивает увеличение энергии искрового разряда. При этом улучшаются пусковые качества и приемистость двигателя, уменьшается расход топлива. Зазор между электродами свечи увеличивается до 1–1,2 мм.

Электронное зажигание. Повышающиеся требования к ДВС (мощностные, экономические, экологические и другие показатели) вынуждают применять микропроцессорную технику для управления зажиганием двигателя. Широкое развитие и совершенствование полупроводниковых приборов и микросхем позволило их использование в качестве основных элементов систем зажигания современных бензиновых и газовых двигателей.

В цепи тока низкого напряжения электронной системы зажигания отсутствует механический прерыватель, а коммутация тока производится при помощи специального электронного блока, управление которым осуществляется бортовым компьютером на основании данных, получаемых от датчиков (подробно рассмотрены в разделе «Система питания современных двигателей» настоящего учебного пособия).

Как правило, в таких системах зажигания используются индивидуальные катушки зажигания, которые устанавливаются непосредственно на свечу зажигания (рис. 2.66), либо блок катушек зажигания, который также устанавливается непосредственно на свечи зажигания. В этом случае отсутствуют провода высокого напряжения и распределитель. Порядком работы катушек зажигания в соответствии с порядком работы двигателя управляет бортовой компьютер.



Рис. 2.66. Электронная катушка зажигания в сборе со свечой зажигания:
 1 – свеча зажигания;
 2 – предохранительный резиновый уплотнительный конус; 3 – металлический корпус катушки;
 4 – электрический разъем управления;
 5 – крепежный кронштейн

Зажигание от магнето. Система зажигания от магнето отличается от батарейной системы зажигания автономностью, стабильностью работы при больших частотах вращения коленчатого вала, компактностью. Приборы системы, кроме проводов высокого напряжения и свечей зажигания, объединены в одном агрегате – *магнето*. Источник тока, трансформатор, прерыватель и распределитель конструктивно скомпонованы в одном корпусе. В зависимости от магнитной схемы применяются магнето с *вращающимся магнитом* или магнето с *вращающимся магнитным коммутатором*. Магнит и обмотки в этом случае неподвижны. В системах зажигания пусковых двухтактных карбюраторных двигателей, в двигателях различного мотоинструмента, как правило, применяются магнето с вращающимся магнитом, так как они более просты по конструкции и надежны в эксплуатации ввиду отсутствия скользящих контактов. Принципиальная схема зажигания от магнето с вращающимся магнитом приведена на рис. 2.67.

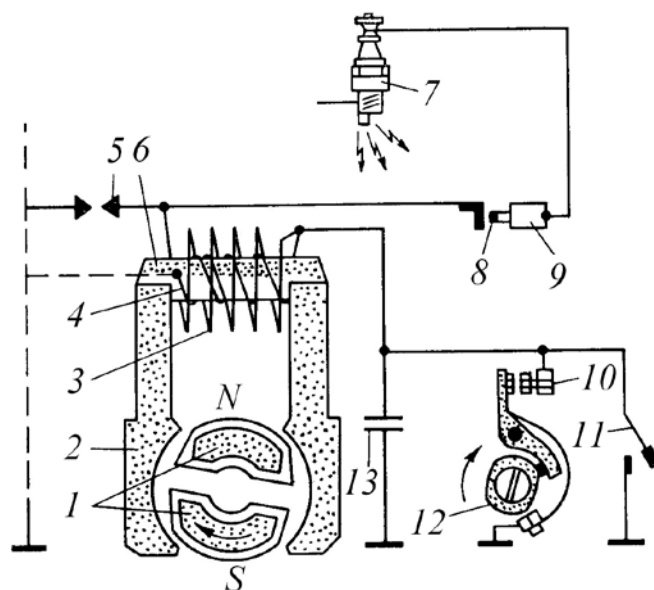


Рис. 2.67. Принципиальная схема системы зажигания от магнето:

- 1 – якорь; 2 – стойка; 3 – вторичная обмотка;
 4 – первичная обмотка; 5 – искровой разрядник; 6 – сердечник;
 7 – свеча зажигания; 8 – контакт; 9 – выводной контакт;
 10 – неподвижный контакт прерывателя; 11 – выключатель;
 12 – кулачок; 13 – конденсатор

Якорь 1 представляет собой магнит, приводимый во вращение от коленчатого вала двигателя. На сердечнике 6 расположены первичная 4 и вторичная 3 обмотки. Один конец первичной обмотки

припаян к сердечнику, а второй соединен с неподвижным контактом прерывателя 10. Вторичная обмотка одним концом соединена с первичной, а другим – через контакт 8 с выводным контактом 9, от которого по проводу высокого напряжения ток подводится к свече зажигания 7. Кулачок 12 прерывателя вращается вместе с якорем. Параллельно контактам прерывателя включен конденсатор 13. Выключатель 11 служит для замыкания на массу вторичной обмотки, минуя прерыватель, при выключении зажигания. Искровой разрядник 5 предохраняет изоляцию обмоток магнето от повреждения (пробоя) при значительном возрастании вторичного напряжения в случае отсоединения провода высокого напряжения от свечи зажигания или ее неисправности.

При вращении якоря 1 изменяется магнитный поток, передаваемый от одного полюса постоянного магнита к другому через сердечник 6. Изменяющийся магнитный поток индуктирует в первичной и вторичной обмотках ток, максимальное значение которого соответствует моменту наибольшей скорости изменения магнитного потока, проходящего через сердечник (два раза за один оборот двухполюсного магнита). При вращении магнита с большой скоростью индуктируемая во вторичной обмотке ЭДС составляет 2000–3000 В, что значительно ниже пробивного напряжения. Кроме того, влияние индуктивности первичной обмотки приводит к тому, что момент достижения максимального значения тока в первичной обмотке не совпадает с моментом достижения максимальной ЭДС во вторичной обмотке. Наибольшего значения ток в первичной цепи достигает в момент, когда якорь магнето поворачивается относительно своего нейтрального положения (90 и 270°) на угол 7 – 12° . С целью повышения вторичного напряжения и получения искрового разряда между электродами свечи зажигания в строго определенное время в первичную цепь магнето включен прерыватель. Замыкание первичной цепи происходит в момент, когда ЭДС в первичной обмотке близка к нулю, а размыкание – когда ток в ней имеет максимальное значение.

При размыкании контактов прерывателя энергия магнитного поля первичной обмотки превращается в электрическую энергию искры, образующейся между электродами свечи зажигания. Угол, на который поворачивается якорь магнето от своего центрального положения к моменту размыкания контактов прерывателя, называют *абрисом*. Значение этого угла зависит от типа магнето и определяется опытным путем. Для изменения угла опережения зажигания в зависимости от ско-

ростного режима работы двигателя в приводе магнето предусматривается специальная центробежная муфта.

2.13. Система пуска

Пуск двигателя внутреннего сгорания производится от постороннего источника энергии путем прокручивания коленчатого вала со скоростью, обеспечивающей нормальное протекание рабочего процесса.

Для бензиновых двигателей эта скорость определяется образованием горючей смеси, имеющей в конце процесса сжатия коэффициент избытка воздуха в пределах воспламеняемости. При этом чем ниже температура окружающего воздуха, а следовательно, и испаряемость топлива, тем более обогащенная смесь должна быть приготовлена для пуска двигателя.

Воспламенение смеси дизельного двигателя обусловлено температурой ее в конце сжатия, которая может быть повышена за счет увеличения частоты вращения коленчатого вала при пуске. При подаче больших доз топлива улучшается его распыливание и обеспечивается пуск при меньшей частоте вращения.

Пуск двигателя может производиться при помощи электрического стартера, пускового двигателя или сжатого воздуха.

Пусковой называется минимальная частота вращения коленчатого вала, при которой происходит запуск двигателя; для бензиновых двигателей она составляет 40–60 об/мин, для дизелей – 150–250 об/мин.

Без применения средств предпусковой подготовки дизельный двигатель должен запускаться при температуре окружающего воздуха до $-10\dots-20^{\circ}\text{C}$. Надежным считается пуск, если он производится не более чем с трех включений стартера, каждое продолжительностью не более 20 секунд с интервалом между последовательными включениями 1–1,5 мин. Если запуск производится пусковым двигателем, то продолжительность пуска не должна превышать 5 мин. При температуре воздуха до -40°C с использованием средств предпусковой подготовки пуск двигателя не должен превышать 30 мин.

Мощность пускового устройства (кВт) определяется по формуле

$$N_{\pi} = \frac{M_e n}{9550}, \quad (2.45)$$

где M_e – момент сопротивления вращению коленчатого вала двигателя; n – минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала.

2.13.1. Запуск электрическим стартером. В этом случае возможны непосредственный пуск двигателя электрическим стартером или пуск электрическим стартером пускового бензинового двухтактного двигателя, а им в свою очередь запуск основного дизельного двигателя.

Основными преимуществами такого способа пуска бензиновых и дизельных двигателей являются малые габарит и вес электрических стартеров, а также высокая надежность в любых климатических условиях.

Мощность на валу стартера должна находиться в пределах:

– для бензинового двигателя $N_{\text{ст}}^{\text{карб}} = (0,012-0,02)N_e$;

– для дизельного двигателя $N_{\text{ст}}^{\text{диз}} = (0,033-0,073)N_e$,

где N_e – эффективная мощность запускаемого двигателя.

Стартеры различают по типам механизмов привода и управления. Механизм привода предназначен для соединения шестерни стартера с зубчатым венцом маховика при пуске и автоматического отключения после запуска. Механизм управления обеспечивает подачу тока в силовую цепь стартера только после соединения приводной шестерни с зубчатым венцом маховика, а также выключение тока после запуска двигателя.

Наибольшее распространение получили стартеры с электромагнитным приводом и дистанционным управлением. Крутящий момент, развиваемый стартером, увеличивается за счет зубчатой передачи с передаточным числом 10–16. Вал стартера и коленчатый вал двигателя должны быть соединены только в период пуска. Если их вовремя не разъединить, якорь стартера, получая вращение от работающего двигателя, может развить чрезмерно большую скорость, которая приведет к его разрушению. Чтобы это не произошло, шестерня стартера после запуска двигателя выводится из зацепления с венцом маховика или свободно проворачивается на валу за счет муфты свободного хода, способной передавать вращение только от стартера маховику.

На рис. 2.68, а приведена схема работы стартера. При нажатии на кнопку стартера или повороте ключа зажигания в положение пуска ток от батареи 7 поступает в обмотку вспомогательного реле, контакты которого замыкаются. В цепь включается тяговое реле. Ток проходит через удерживающую и втягивающую б обмотки, вокруг которых создается сильное магнитное поле, достаточное для перемещения якоря тягового реле.

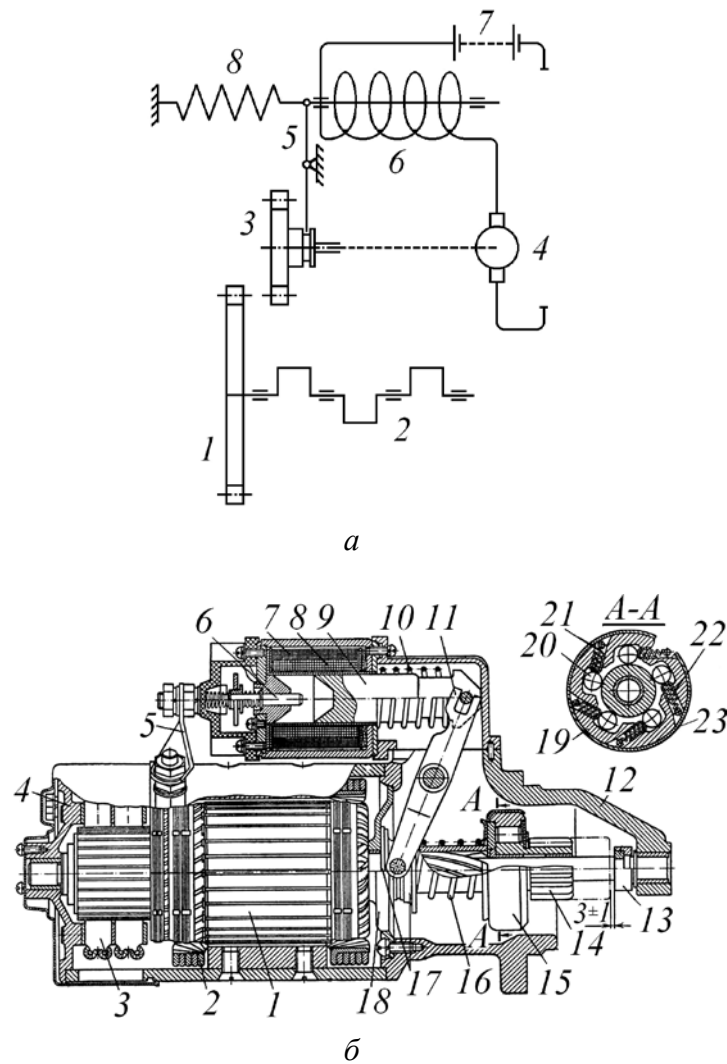


Рис. 2.68. Электростартер:

- а* – схема пуска двигателя: 1 – маховик запускаемого двигателя; 2 – коленчатый вал; 3 – шестерня стартера; 4 – электростартер; 5 – тяга;
- б* – втягивающая обмотка электромагнита; 7 – источник тока; 8 – возвратная пружина;
- б* – устройство электростартера: 1 – сердечник; 2 – катушка возбуждения; 3 – щетка; 4 – крышка; 5 – соединительная шина; 6 – плунжер; 7 – втягивающая обмотка реле; 8 – удерживающая обмотка реле; 9 – якорь реле; 10 – возвратная пружина; 11 – рычаг; 12 – крышка; 13 – обойма; 14 – шестерня привода; 15 – муфта свободного хода; 16 – буферная пружина; 17 – отводка; 18 – промежуточная опора; 19 – наружная обойма; 20 – ролик; 21 – пружина; 22 – плунжер; 23 – крышка обгонной муфты

При этом в зацепление вводится шестерня привода 3, а затем при нажиме якоря на толкатель контактным мостиком замыкаются глав-

ные клеммы тягового реле, включая в цепь стартер 4. Так как втягивающая обмотка закорачивается, тяговое реле удерживается магнитным полем только одной удерживающей обмотки. Цепь тока реле включения замкнута через обмотку генератора. При запуске частота вращения двигателя и генератора увеличивается и возрастает создаваемое генератором напряжение. Это вызывает уменьшение тока в обмотке вспомогательного реле, которая оказывается под разностью напряжений батареи и генератора в 2–3 В, и контакты его размыкаются. Тяговое реле при этом выключается, под действием возвратной пружины 8 якорь выходит из сердечника и размыкает цепь стартера.

2.13.2. Запуск пусковым двигателем.

В качестве пускового двигателя используются бензиновые, одноцилиндровые, карбюраторные двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Реже используются четырехтактные двухцилиндровые пусковые двигатели. Такая система встречается на моделях лесных тракторов средней и высокой мощности. Применение такой системы пуска обусловлено тем, что она надежно работает в широком диапазоне температур окружающей среды. При использовании такой системы пуска рубашки охлаждения пускового и основного двигателей соединены. Циркуляция охлаждающей жидкости в системе во время работы пускового двигателя – термосифонная.

Для передачи крутящего момента от пускового двигателя дизелю применяется одноступенчатый редуктор 7, имеющий многодисковую муфту сцепления 2, обгонную роликовую муфту 3 и автомат отключения 4 пусковой шестерни (рис. 2.69).

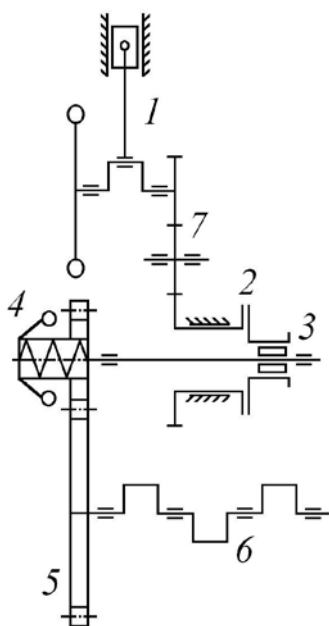


Рис. 2.69. Схема пуска при помощи пускового двигателя:
1 – пусковой двигатель;
2 – муфта сцепления;
3 – обгонная муфта;
4 – автомат выключения;
5 – маховик основного двигателя; 6 – коленчатый вал; 7 – пусковой редуктор

2.13.3. Запуск сжатым воздухом. Некоторые виды тракторов оборудуются системами воздушного запуска двигателя, используемыми в случае отказа электрического стартера или пускового двигателя. Такая система состоит из баллона со сжатым воздухом, кран-редуктора, манометра, трубопровода, воздухораспределителя и пус-

ковых клапанов. Емкость баллона для хранения сжатого воздуха может составлять 10 л. Давление воздуха в полностью заряженном баллоне – 1,5 МПа.

2.13.4. Способы облегчения пуска двигателя. Вспомогательные способы и средства для облегчения пуска двигателя в холодное время года делятся на три группы.

1. *Устройства и средства для облегчения воспламенения топлива.* На дизельных двигателях возможно использование обогатителей в топливном насосе высокого давления, увеличивающих цикловую подачу топлива в 1,8–2,5 раза на пусковых режимах по сравнению с номинальным режимом работы двигателя. Применяются также специальные муфты в приводе ТНВД, позволяющие обеспечить угол опережения впрыска топлива на 10–15° меньше, чем при работе двигателя на номинальном режиме.

Повысить температуру заряда в конце такта сжатия для облегчения пуска двигателя можно за счет сокращения утечек свежего заряда. Утечки зависят от конструкции замков поршневых колец, зазора между кольцами и стенками цилиндра. Потери также уменьшаются с увеличением скорости поршня при повышении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Хорошие результаты дает подогрев воздуха, поступающего в цилиндр при впуске. Для этого могут использоваться электрические и электрофакельные подогреватели во впускном трубопроводе, подогрев стенок впускного трубопровода отработавшими газами двигателя, подогрев воздуха в камере сгорания дизельного двигателя свечами накаливания (рис. 2.70), применение пусковых жидкостей.

Принцип действия свечи накаливания заключается в следующем: при подаче электрического напряжения на контактную головку рабочий стержень разогревается и накаляется, разогревая, таким образом, внутреннюю поверхность камеры сгорания. Для надежного запуска двигателя достаточно включения свечей накала перед пуском и нагрева до 40–45°C.

В качестве пусковой жидкости используется диэтиловый эфир, температура самовоспламенения которого составляет 130–145°C, а вскипание происходит при температуре 34,5°C. В пусковую жидкость добавляют машинное масло с антикоррозионными и противо-



Рис. 2.70. Свеча накаливания:
1 – рабочий стержень накаливания;
2 – установочная резьба; 3 – шестигранная головка под ключ;
4 – контактная головка

износными присадками для уменьшения износа цилиндропоршневой группы ДВС.

Возможно добавление пусковой жидкости в топливо в пропорции 1 : 1 либо впрыск и распыливание пусковой жидкости во впускной трубопровод (пусковая жидкость в виде тумана вместе с воздухом поступает в цилиндры двигателя).

2. *Снижение момента сопротивления вращению коленчатого вала двигателя.* Для этих целей используются моторные масла с полой вязкостно-температурной характеристикой, применяются декомпрессионный механизм и каскадные системы пуска (электрический стартер запускает пусковой двигатель, который запускает дизель).

3. *Комплексная предпусковая подготовка двигателя.* Осуществляется с использованием различных средств – групповых, индивидуальных, стационарных, передвижных. Это, как правило, предпусковые подогреватели, работающие на бензине, дизельном топливе или электроэнергии.

Предпусковые подогреватели могут производить подогрев моторного масла (обдув картера двигателя горячими газами), подогрев охлаждающей жидкости (термосифонная система охлаждения при старте пусковым двигателем или специальными нагревателями). На дизельных двигателях возможен подогрев дизельного топлива в баке или в фильтре грубой очистки топлива. Двигатели с воздушным охлаждением могут разогреваться перед пуском горячим воздухом или газозооной смесью, направляемые в воздухозаборники системы охлаждения.

2.14. Электроприборы автомобиля и трактора

2.14.1. Генераторы. В качестве основных источников получения электроэнергии на лесных машинах используются генераторы переменного тока (рис. 2.71), обладающие по сравнению с генераторами постоянного тока целым рядом преимуществ.

Благодаря отсутствию коллектора повышается долговечность и надежность генератора переменного тока. Обмотка возбуждения в нем располагается таким образом, что выдерживает действие значительных центробежных сил и позволяет увеличивать частоту вращения и, соответственно, уменьшать габариты, массу генераторов и расход цветных металлов.

Привод генератора производится от коленчатого вала двигателя посредством ременной или шестеренчатой передачи.

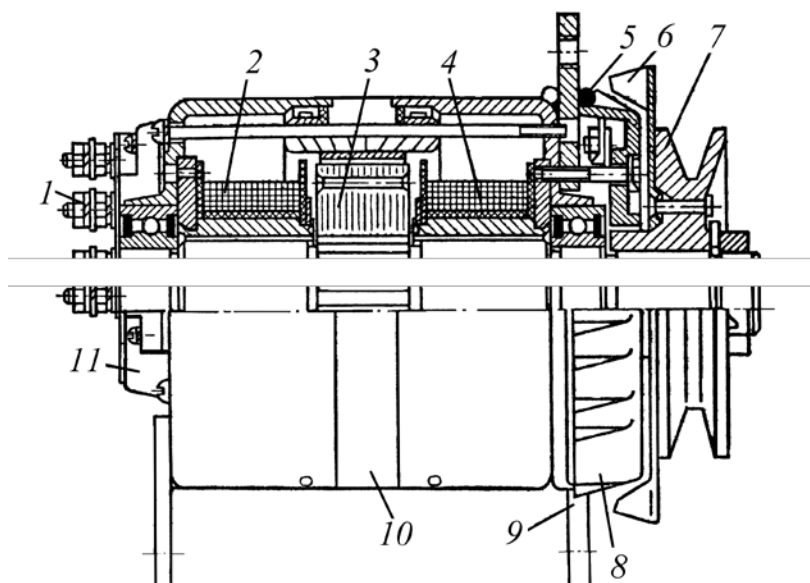


Рис. 2.71. Трехфазный генератор переменного тока:
 1 – клеммы; 2 – катушка возбуждения передняя; 3 – ротор;
 4 – катушка возбуждения задняя; 5 – уплотнительное кольцо;
 6 – вентилятор; 7 – шкив; 8 – выпрямитель;
 9 – крышка передняя; 10 – статор; 11 – крышка-шильдик

Генератор переменного тока состоит из статора, на зубцы которого насажены катушки. Обмотки статора соединены звездой по трехфазной схеме. Концы обмоток подключены к выпрямительному блоку. Обмотка возбуждения выполнена в виде катушки, помещенной на стальной втулке клювообразных полюсов ротора. Концы обмотки возбуждения подключены к контактному кольцам, к которым подводится выпрямительный ток через щетки, установленные в щеткодержателе. В статоре генератора на шарикоподшипниках установлен вал ротора, с одной стороны к которому прикреплен вентилятор, а с другой стороны установлен приводной шкив.

2.14.2. Реле-регуляторы. В процессе эксплуатации частота вращения вала генератора постоянно изменяется. Соответственно изменяется и напряжение на клеммах генератора. В то же время для нормальной работы потребителей тока необходимо постоянное напряжение. Поддержание постоянного напряжения в бортовой сети независимо от изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя и нагрузки (включения потребителей) выполняет специальный прибор – *регулятор напряжения*.

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя до определенной величины наступает момент, когда напряжение генератора оказывается меньше напряжения аккумуляторной батареи.

Чтобы предотвратить поступление тока из аккумуляторной батареи в генератор и уберечь его обмотки от перегрева, используется второй прибор – *реле обратного тока*, который, когда это необходимо, отключает генератор от сети или включает его в сеть.

Для защиты генератора от возможных перегрузок, когда вырабатываемый им ток превышает номинальный (расчетный) ток, используется третий прибор – *ограничитель тока*.

Регулятор напряжения, реле обратного тока и ограничитель тока смонтированы в один прибор, называемый реле-регулятором.

Особенностью генераторов переменного тока является то, что с увеличением частоты вращения повышается частота тока, индуцированного в фазовых обмотках, и увеличивается индуктивное сопротивление. Это ограничивает максимальный ток и позволяет обходиться без ограничителя тока. Свойство выпрямителей на полупроводниковых диодах пропускать ток в одном направлении исключает его поступление в генератор из аккумуляторной батареи при малой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Таким образом, генератор переменного тока можно подключать к бортовой сети с помощью только одного прибора – регулятора напряжения. Данное обстоятельство и обусловило широкое использование генераторов переменного тока.

В настоящее время используются бесконтактные регуляторы напряжения, в которых электромагнитное реле заменено электронным аналогом, начинающим пропускать ток при достижении определенного напряжения и управляющим электронным устройством блокировки дополнительного сопротивления обмотки возбуждения генератора. Совершенствование технологии изготовления электронных микросхем позволило существенно снизить размеры бесконтактных регуляторов напряжения и разместить их непосредственно на генераторе. Регуляторы напряжения являются неразборными изделиями, не подлежащими ремонту, поэтому при их эксплуатации требуется соблюдение особых правил.

2.14.3. Реле питания. На современных лесных машинах и тракторах питание электросистемы производится с помощью реле питания. Оно обеспечивает следующие фазы работы:

– зажигание выключено (питание постоянным током бортового компьютера от аккумуляторной батареи);

– зажигание включено (питание электрических приборов систем зажигания, питания и другого электрооборудования от аккумуляторной батареи);

- работает двигатель (питание электрических приборов систем зажигания, питания и другого электрооборудования от генератора);
- после выключения зажигания (поддержание питания бортового компьютера в течение нескольких минут от аккумуляторной батареи для того, чтобы компьютер завершил расчеты);
- режим сохранения питания, используется для управления охлаждением двигателя после его выключения.

2.15. Совершенствование конструкции поршневых ДВС

Основные недостатки конструкции поршневых двигателей внутреннего сгорания:

- значительные знакопеременные нагрузки, что является препятствующим фактором для увеличения быстроходности, компактности и снижения массы;
- достаточная сложность конструкции;
- высокая неравномерность вращения коленчатого вала двигателя;
- затрудненный пуск при низких температурах окружающей среды;
- высокие требования к качеству топлива и смазочному маслу;
- токсичность продуктов сгорания;
- дорогостоящие системы ней-трализации отработавших газов;
- высокие требования по очистке воздуха;
- относительная сложность при проведении технических обслуживаний и ремонтов.

Поэтому основными задачами совершенствования конструкции ДВС являются: увеличение мощности, снижение массы и расхода топлива, а также снижении вибронагруженности.

Наилучших результатов по снижению токсичности отработавших газов и повышению мощности дает использование систем питания с впрыском топлива (инжекторные бензиновые двигателя и дизельные двигатели с непосредственным впрыском Common Rail).

Повышения литровой мощности двигателя и крутящего момента можно добиться, используя турбонаддув, механические нагнетатели или предварительное охлаждение свежего заряда на впуске. При использовании только турбонаддува возникает один существенный недостаток, так называемая «турбояма», то есть при неустановившихся частотах вращения коленчатого вала невозможно добиться высоких давлений наддува воздуха и соответственно значительного повышения мощности. Устранение данного недостатка возможно использованием параллельно с турбонаддувом механического нагнетателя (рис. 2.72).

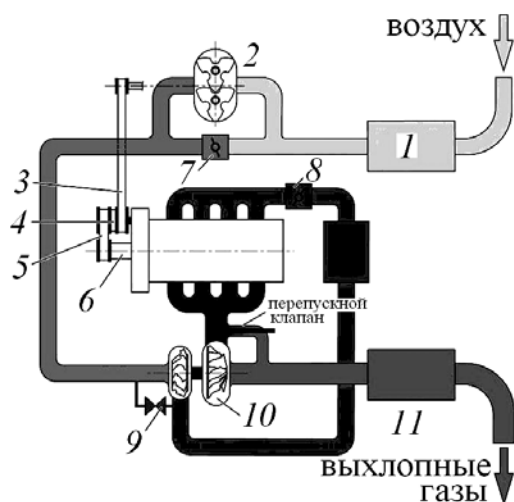


Рис. 2.72. Принципиальная схема системы питания с турбонаддувом и механическим нагнетателем:
 1 – воздушный фильтр; 2 – механический нагнетатель; 3 – приводной ремень нагнетателя; 4 – электромагнитная муфта; 6 – коленчатый вал двигателя; 7 – отключающий клапан; 8 – дроссельная заслонка; 9 – клапан холостого хода; 10 – нейтрализатор; 11 – глушитель

При малых оборотах коленчатого вала двигателя наддув обеспечивает компрессор с приводом от коленчатого вала или от электродвигателя. Начиная с 2400 об/мин, к компрессору подключается турбонагнетатель, который после 3500 об/мин работает самостоятельно. Реализация такой схемы нагнетания воздуха позволяет увеличить мощность в 1,6 раза. Возможна схема с использованием только электронаддува. Турбина раскручивается до 225 000 об/мин электродвигателем, которым управляет электронный блок (разгон от 0 до 150 000 об/мин составляет 0,3 с). В случае, если нагнетатель приводится в действие электродвигателем, при движении с постоянной скоростью он переходит в режим генератора и тем самым позволяет сэкономить до 2% топлива.

Энергия отработавших газов также может быть использована и для привода электрогенератора, управляемого электронным блоком. Энергии выхлопа хватает на то, чтобы раскрутить генератор до 80 000 об/мин, при которых его мощность достигает 6 кВт – этого вполне достаточно для питания автомобильной электросети. Такой генератор позволит снизить расход топлива на 10%.

Для снижения токсичности отработавших газов широко используются системы рециркуляции отработавших газов (рис. 2.73), когда часть их (от 18 до 25%) попадает обратно в цилиндры. С целью обеспечения оптимальных мощностных показателей двигателя при такой схеме питания свежим зарядом используется предварительное охлаждение как атмосферного воздуха, так и рециркуляционных отработавших газов. Рециркуляция отработавших газов позволяет снизить выброс NO_x , однако чем чище должен быть выхлоп, тем интенсивнее нужно охлаждать отработавшие газы для рециркуляции.

Для обеспечения требований современных экологических стандартов по токсичности и дымности отработавших газов дизельных двигателей грузовых автомобилей используются сажевые фильтры. Фильтр накапливает на своей поверхности сажу, которая периодически «выжигается» благодаря впрыскиванию дополнительной порции топлива непосредственно в выпускной коллектор. Степень пригодности фильтра к работе оценивается на основании данных, получаемых от датчиков и обрабатываемых центральным процессором (данные о температуре и давлении в выхлопной системе), и при необходимости дается команда на очистку фильтра.

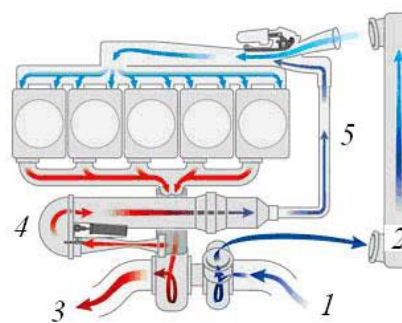


Рис. 2.73. Принципиальная схема системы питания с рециркуляцией отработавших газов:
 1 – атмосферный воздух;
 2 – радиатор охлаждения наддуваемого воздуха; 3 – выхлопные газы;
 4 – рециркуляционные выхлопные газы; 5 – охладитель отработавших газов

Добиться норм Euro 4 и Euro 5 позволяет система нейтрализации выхлопных газов SCR (Selective Catalytic Reduction) (рис. 2.74).

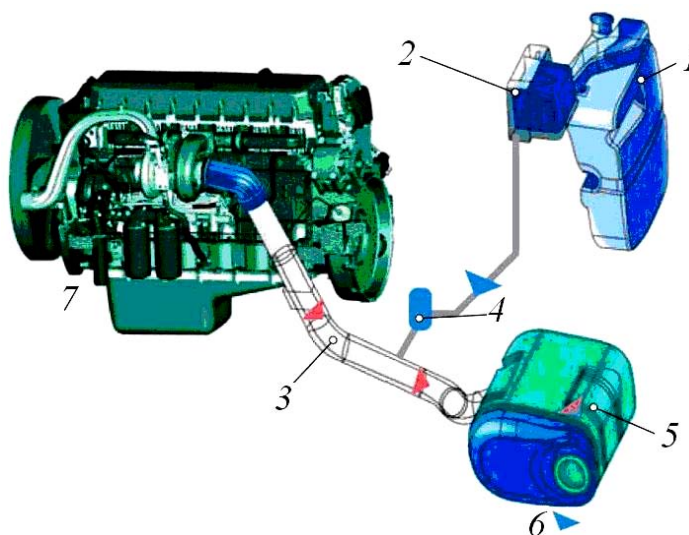
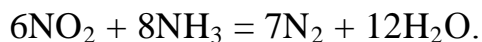


Рис. 2.74. Принципиальная схема системы нейтрализации выхлопных газов SCR:
 1 – бак с карбамидом; 2 – дозирующий модуль;
 3 – выпускной коллектор; 4 – устройство впрыска карбамида; 5 – нейтрализатор и глушитель;
 6 – отработавшие газы; 7 – дизельный двигатель

Для работы данной системы нейтрализации необходим 32,5%-ный раствор карбамида (синтетической мочевины), торговое название которого AdBlue. Специальным дозирующим устройством карбамид распыляется в выхлопную трубу, откуда отработавшие газы, «обогащенные» карбамидом, попадают в специальный нейтрализатор. Там происходят следующие химические процессы:



Таким образом, оксиды азота превращаются в безвредные азот и водяные пары. В обычном состоянии уровень Euro 4/5 достигается через три минуты после запуска. Если температура окружающего воздуха очень низкая (-30°C) – до получаса. Расход карбамида составляет 4–5% от расхода топлива летом и 2,8% зимой.

Недостатками такой системы являются:

- достаточно высокая цена карбамида (0,85 евро за литр);
- карбамид замерзает при температуре $-8^\circ\text{C} \dots -11^\circ\text{C}$;
- необходимость подогрева элементов в системе нейтрализации в холодное время года;
- при значительном нагреве ($+65^\circ\text{C}$) карбамид резко теряет свою эффективность, что требует размещения основных элементов системы нейтрализации дальше от выпускного коллектора двигателя;
- карбамид легко кристаллизуется;
- при производстве карбамида неизбежны выбросы вредных веществ и отходов производства.

Несмотря на приведенные недостатки, в странах европейского сообщества активно начинают использоваться грузовые автомобили, оснащенные такой системой нейтрализации.

Для экономии топлива в тех случаях, когда необходимо часто глушить и вновь запускать бензиновый двигатель, а также для снижения динамической нагруженности двигателя при его запуске возможно использование системы непосредственного пуска, которая позволяет двигателю запускаться самостоятельно, без электростартера – используя систему непосредственного впрыска бензина (рис. 2.75).

Принцип действия такой системы заключается в следующем. Вначале в цилиндр, поршень которого занял позицию при остановке двигателя на такте сжатия, подается небольшая порция бензина и поджигается.

Вспышка вызывает обратное вращение коленчатого вала. При этом в другом цилиндре, поршень которого до остановки совершал рабочий

ход, растет давление. И как только оно достигает определенной величины, достаточной для эффективного горения смеси, в цилиндр впрыскивается топливо и поджигается, что в данный момент вызывает пуск двигателя в прямом направлении.

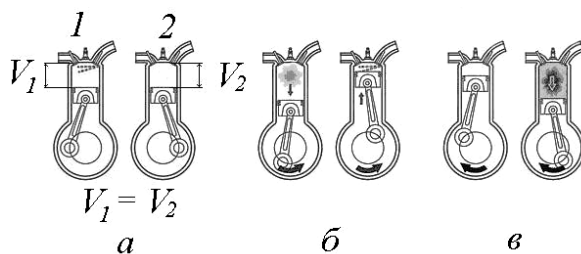


Рис. 2.75. Принципиальная схема работы системы непосредственного пуска:
а – начало самозапуска (топливо впрыскивается в левый цилиндр); *б* – реверс (поджог топлива в левом цилиндре, обратное вращение коленчатого вала и сжатие воздуха в правом цилиндре); *в* – начало работы (поджог топлива в правом цилиндре и запуск двигателя);
 1 – такт сжатия; 2 – рабочий ход

Недостатком такой системы являются определенные сложности при ее работе (необходимо добиваться остановки пары поршней в строго заданных положениях, чтобы обеспечить необходимое для надежного пуска количество в надпоршневых объемах воздуха V_1 и V_2). Однако такая система по сравнению с электростартерными проще по конструкции и надежнее.

Снижение расхода топлива можно обеспечить управлением фазами газораспределения и высотой открытия каждого клапана в отдельности. Это также позволяет при малых оборотах коленчатого вала увеличить крутящий момент и открывает возможности многотопливности двигателя. Реализовать управление фазами газораспределения и высотой открытия клапана можно при помощи электромагнитного привода клапанов. Для открывания клапанов возможно также использование небольших гидроцилиндров. Рабочая жидкость – моторное масло, необходимое давление создает насос, который обеспечивает смазку двигателя. Управление системой производится с помощью электромагнитных клапанов, которые меняют направление потоков масла, а сигналы формируются процессором. Гидропривод клапанов потребляет меньше энергии, чем электромагнитный.

Совершенствование конструкции современных поршневых двигателей также возможно путем использования для изготовления деталей

двигателя прогрессивных материалов (металлокерамика, композиционные материалы и т. п.). Так, например, многие современные ДВС имеют биметаллический блок цилиндров. Внутренняя (наиболее нагруженная) часть блока сделана из алюминия, а подверженная меньшим нагрузкам наружная часть отлита из легкого магния. Такой блок легче традиционного алюминиевого на 10 кг. Поскольку велика вероятность возникновения электрохимической коррозии магния при контакте с другими материалами, биметаллический блок изолирован от кронштейнов навесных агрегатов герметиками и специальными прокладками.

Перспективным направлением также является изготовление клапанов ГРМ пустотелыми путем сварки клапанов из листового металла толщиной 0,8–1,8 мм. Материал – сплав с высоким содержанием никеля (60%). Стержень клапана – трубка, а детали тарелки выкраиваются из листа. Соединяются части лазерной сваркой. Пустотелый клапан «вмещает» в себя больше натрия, что улучшает теплоотвод, и при этом оказывается на 30–50% легче стального.

В настоящее время ведутся активные работы по совершенствованию конструкции поршневых двигателей и проводятся опытные работы по применению на транспортных средствах других типов двигателей. Одним из самых известных двигателей, который в свое время являлся альтернативой паровой машины, является **двигатель Стирлинга**.

Первый патент Роберт Стирлинг, шотландский ученый и изобретатель, получил в 1816 году. Он предложил установить в рабочем цилиндре сразу два поршня – рабочий и вытеснительный (рис. 2.76). Надпоршневые объемы сообщались через регенератор (в виде плотной проволочной сетки) – он отбирал тепло у отработанного воздуха и передавал его свежему (холодному) заряду. Головка цилиндра обогревалась снаружи («внешнее сгорание»), что вызывало совместное перемещение вытеснителя и поршня – рабочий ход.

Рабочим телом в двигателе Стирлинга является водород или гелий. Рабочий поршень 2 (рис. 2.76), двигаясь вверх, вытесняет рабочее тело из холодной зоны цилиндра 3 через регенератор 4 и нагреватель 5. Рабочее тело в нагретом состоянии под большим давлением поступает в надпоршневое пространство вытеснительного поршня 1. Поршень 1, опускаясь, совершает работу и в какой-то момент времени сообщает рабочему поршню 2 движение вниз. Опускаясь, он создает разрежение в зоне 3, и рабочее тело через охладитель 7 и регенератор 4 перетекает в зону 3, а вытеснительный поршень 1 движется к верхней мертвой точке. В этот момент рабочий поршень 2 движется вверх, и процесс повторяется.

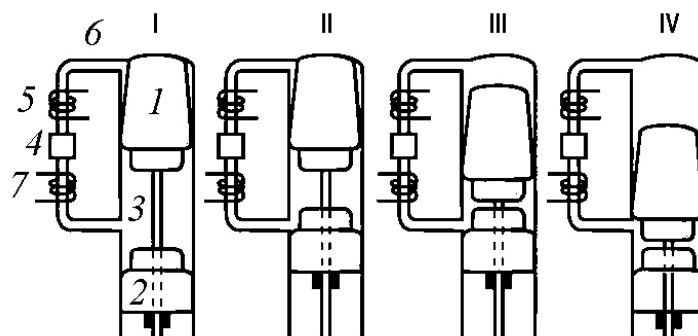


Рис. 2.76. Принципиальная схема работы двигателя Стирлинга:

I – фаза сжатия при постоянной температуре рабочего тела (газа); II – фаза нагревания при постоянном объеме; III – фаза расширения при постоянной температуре газа; IV – фаза охлаждения при неизменном объеме; 1 – вытеснительный поршень; 2 – рабочий поршень; 3 – «холодная» зона цилиндра; 4 – регенератор; 5 – нагреватель; 6 – «горячая» зона цилиндра; 7 – охладитель

К преимуществам двигателя Стирлинга относятся: возможность работы на любом виде топлива (от твердых и жидких видов топлива до солнечной радиации); высокая эффективность рабочего цикла; высокий КПД (до 70%); низкий расход топлива; плавная работа; бесшумность работы.

Основными недостатками такого двигателя являются: необходимость высокоэффективных уплотнений; недопустимость попадания масла в рабочее тело; большой удельный вес; для эффективной работы двигатель должен некоторое время разогреваться; мощность двигателя не может быстро меняться. Эти недостатки не позволили получить двигателю Стирлинга широкого распространения. В 1938 году двигатели Стирлинга применялись в Голландии для привода генераторов, КПД таких двигателей составлял 39%. В 1945 году двигатель Стирлинга использовали в холодильных установках – если вал двигателя раскрутить электромотором, то головка цилиндра двигателя охлаждается до -190°C . В 1972 году был построен экспериментальный автомобиль Ford с четырехцилиндровым двигателем Стирлинга фирмы Philips мощностью 172 л.с. В настоящее время двигатели Стирлинга используются американским аэрокосмическим агентством NASA в составе электростанций для работы в космосе. Другим типом двигателя, наиболее подходящим для установки на транспортные средства, является



Рис. 2.77. Общий вид роторно-поршневого двигателя

роторно-поршневой двигатель Ванкеля (РПД) (рис. 2.77). В 1927 году немецкий инженер Ванкель разработал чертежи «объемной тепловой машины с вращающимися поршнями» – роторно-поршневого двигателя, а в 1936 году им получен патент на РПД. И только в 1957 году Ванкелем разработана конструкция роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания, названного впоследствии «двигателем Ванкеля». В 60-х годах рядом автомобильных производителей приобретены права на разработку,

производство РПД и их установку на транспортные средства. В 80-е и 90-е годы интерес к РПД несколько уменьшился, но в 2004 году фирма Mazda вновь наладила выпуск автомобилей с РПД, а в 2006 году этой фирмой создано два экспериментальных автомобиля с РПД, работающими на водороде, которые находятся в опытной эксплуатации.

Принцип работы РПД заключается в следующем (рис. 2.78). Внутри корпуса двигателя выполнена рабочая полость, в которой расположен ротор треугольной формы. При вращении ротор постоянно своими вершинами находится в контакте со стенками полости и делит эту полость на три отдельные части, объемы которых то увеличиваются, то уменьшаются. При вращении ротора по часовой стрелке пространство 1 (рис. 2.78) увеличивается и через впускное окно производится впуск свежего заряда. При этом в объеме 2 пространство уменьшается и происходит сжатие заряда. В конце такта сжатия свеча воспламеняет заряд, и давление в объеме 3 увеличивается. Продукты сгорания поворачивают ротор и вал двигателя. Когда вершина ротора откроет выпускное окно, начинается выпуск 4.

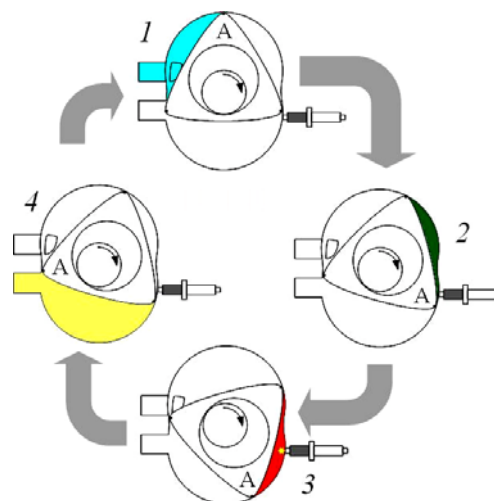


Рис. 2.78. Принцип действия РПД:
1 – такт впуска; 2 – такт сжатия;
3 – такт воспламенения
и рабочий ход; 4 – такт выпуска

Таким образом, за один оборот ротор совершает три рабочих хода. Для получения большей мощности используются многороторные двигатели (рис. 2.79).

Основные преимущества РПД: на 30–40% меньше деталей, существенно меньше удельный вес, компактная конструкция, полная уравновешенность масс, отсутствие газораспределительного механизма, возможность легкой модернизации для работы на водороде.

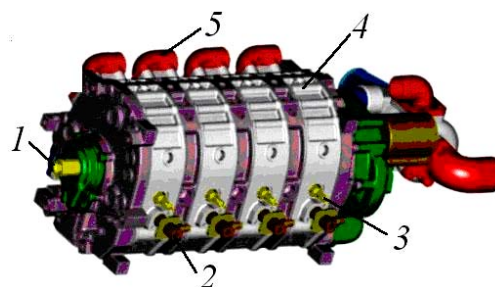


Рис. 2.79. Многороторный РПД: 1 – вал двигателя; 2 – топливная форсунка; 3 – свеча зажигания; 4 – роторно-поршневая секция двигателя; 5 – выпускной коллектор

К основным недостаткам РПД следует отнести следующее: в растянутой камере сгорания РПД трудно создать турбулентное движение высокой интенсивности для быстрого и полного сгорания горючей смеси, что ухудшает показатели экономичности двигателя; токсичный выхлоп; невозможно создать дизельный РПД; большой расход смазочного масла.

Перспективным является применение двигателей с изменяемой степенью сжатия. Это позволяет при малых нагрузках, когда опасность детонации невелика, степень сжатия доводить до 12, сжигая топливо с максимальной эффективностью. А с ростом нагрузки и подключением наддува степень сжатия снижать до 8–9, уменьшая риск детонации.

В настоящее время имеется множество способов, при помощи которых можно в процессе работы двигателя изменять степень сжатия. Существуют опытные образцы двигателей с «телескопическим» поршнем, обладающим «выдвижным» днищем; с качающимся моноблоком; с перемещением в вертикальной плоскости коленчатого вала вместе с цилиндропоршневой группой. Создан опытный образец двигателя, где объем камеры сгорания изменяется при помощи дополнительного объема, в котором перемещается небольшой дополнительный поршень.

Однако все перечисленные варианты достаточно сложны конструктивно, дороги в реализации и сложны в эксплуатации. Наиболее простым способом является изменение кинематики кривошипно-шатунного механизма.

В 2005 году запатентована конструкция ДВС, в которой очень короткий шатун соединяется не с поршнем, как обычно, а с двуплечим коромыслом (рис. 2.80).

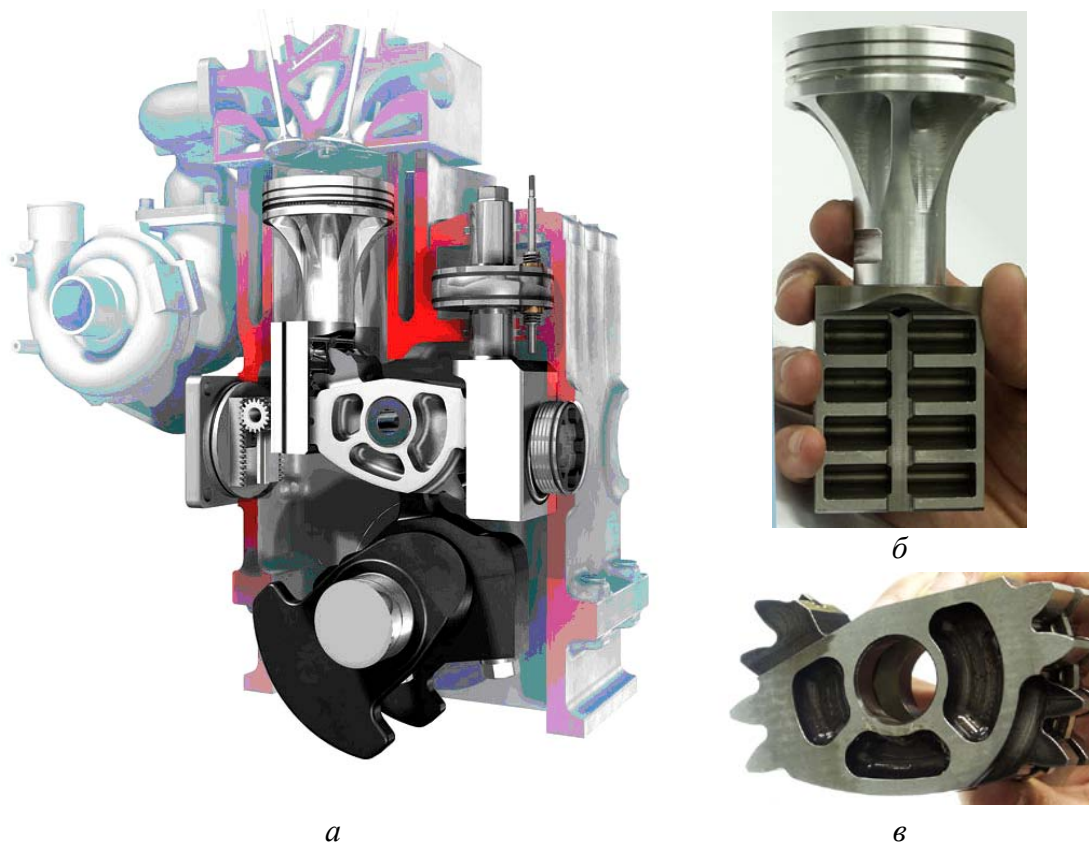


Рис. 2.80. Двигатель внутреннего сгорания с изменяющейся степенью сжатия:
a – схема двигателя; *б* – поршень с зубчатой рейкой; *в* – двуплечее коромысло

Одно из плеч «опирается» на кронштейн, который можно перемещать вверх-вниз с помощью мощного гидроцилиндра – именно этим и достигается изменение хода поршня и степени сжатия. А сам поршень движется строго вверх-вниз, зажатый с одной стороны опорной зубчатой рейкой, а с другой – зубчатым сектором коромысла. При этом поршень полностью избавлен от боковых (радиальных) сил, которые в обычном двигателе постоянно прижимают юбку и кольца к поверхности цилиндра и составляют до 40% всех механических потерь на трение. Степень сжатия двигателя изменяется от 6,7 до 17.

§ 3. Трансмиссия автомобилей и тракторов, общее устройство

3.1. Назначение и классификация

Система деталей и узлов, передающая энергию двигателя ведущим колесам (звездочкам) и другим рабочим органам машин, называется трансмиссией. Трансмиссия изменяет частоту вращения ведущих

органов машин и подводимого к ним крутящего момента в заданных пределах по величине и направлению.

Существуют трансмиссии с механическими, гидравлическими и электрическими передачами (рис. 2.81).



Рис. 2.81. Классификация трансмиссий

В механических трансмиссиях передаточное число изменяется как ступенчато, так и бесступенчато, а в гидравлических и электрических – всегда является бесступенчатым. Однако в чистом виде две последние передачи обычно не применяются. Наряду с электрическими и гидравлическими агрегатами в трансмиссии автомобилей и тракторов, как правило, имеются дополнительные коробки передач, зубчатые редукторы, включенные последовательно или параллельно с бесступенчатыми передачами. Поэтому существующие автотракторные трансмиссии делят на механические, гидромеханические, гидрообъемные и электромеханические.

Электрические передачи находят применение в основном на машинах большой мощности. При малых мощностях они получаются очень материалоемкими и имеют низкий КПД. Применяются электромеханические трансмиссии постоянного и переменного тока. Кроме свойства бесступенчатости, плавно изменять крутящий момент электромеханические трансмиссии обладают рядом преимуществ при использовании их на многоприводных автомобилях высокой грузоподъемности и проходимости: свободный выбор колесной формулы и простота общей компоновки, более простая возможность привода прицепных звеньев по сравнению с механической передачей, упрощенная механическая часть привода, меньшая масса трансмиссии на единицу массы машины с двигателем мощностью более 700–800 кВт.

Несмотря на ряд преимуществ, электропередача пока не получила широкого распространения на автомобилях и тракторах из-за собственных ей недостатков. Основными из них являются: большая удельная масса агрегатов трансмиссии (8–15 кг/кВт), превышающая удель-

ные массы механических и гидромеханических трансмиссий, сравнительно низкий КПД и большой расход дорогостоящих цветных металлов, высокая стоимость изготовления, а также относительно большие величины неподрессоренных масс.

В последнее время ведутся работы по разработке и внедрению гибридных силовых установок, суть которых состоит в том, что на мобильной машине устанавливается двигатель внутреннего сгорания, который заряжает тяговые литий-ионные аккумуляторные батареи. Привод колес осуществляется электродвигателем, получающим энергию от заряженных аккумуляторов. Возможно также использование электродвигателей, установленных в колесах (мотор-колесо). Существует кинематическая схема гибридной силовой установки, в которой привод колес производится как при помощи ДВС, так параллельно и при помощи электродвигателя, с различной интенсивностью, в зависимости от степени разрядки тяговых батарей. Преимуществом таких силовых установок является минимальная токсичность выбросов ДВС, экономия топлива, возможность зарядки тяговых батарей при торможениях (рекуперация) и полное отключение ДВС при полностью заряженных тяговых батареях. Недостатки гибридной силовой установки аналогичны электрическим трансмиссиям.

Наибольшее распространение на современных отечественных и зарубежных лесных автомобилях и тракторах получили механические, гидромеханические и гидрообъемные трансмиссии.

Механические трансмиссии отличает простота конструкции, надежность, высокий КПД (0,9–0,95), низкая стоимость. Удельная масса таких трансмиссий 3–6 кг/кВт, что значительно ниже, чем у других типов передач.

Недостатками механической трансмиссии являются: ступенчатое регулирование передаточного числа, разрыв силового потока и ударные нагрузки при переключении передач, трудность управления, сложность компоновки на многоприводных автомобилях. Тем не менее, перечисленные положительные качества механических трансмиссий обуславливают их повсеместное широкое применение на современных лесных автомобилях и тракторах.

Перечень агрегатов и компоновочные схемы механических трансмиссий лесных машин с различными колесными формулами и типом движителя приведены на рис. 2.82.

В гидравлических передачах энергия двигателя передается через бесступенчатый гидравлический преобразователь с замкнутым потоком рабочей жидкости. Если при этом используется кинетическая энергия

жидкости, то такие передачи называются гидродинамическими, давление жидкости в них до 0,3–0,8 МПа при скорости потока 20–30 м/с.

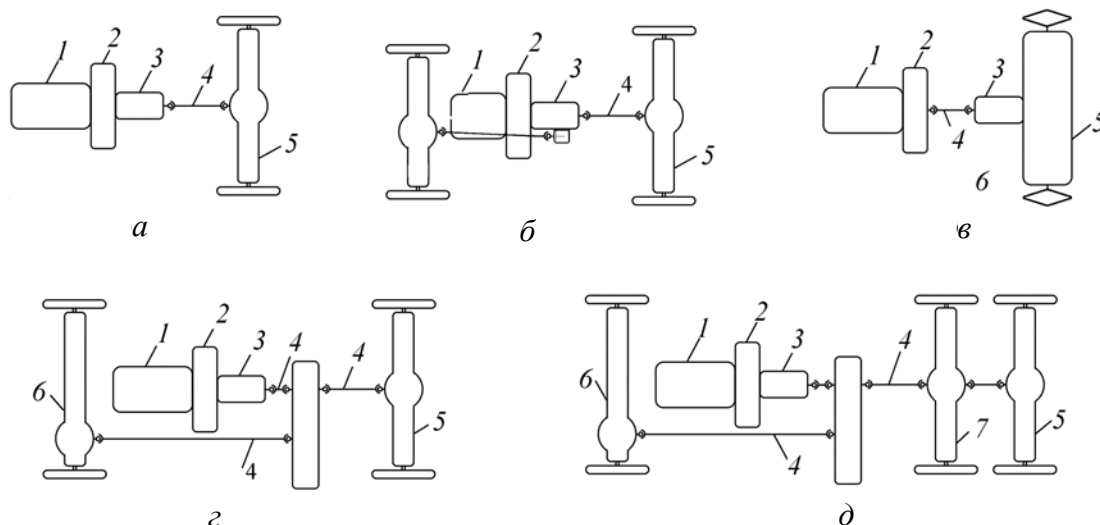


Рис. 2.82. Компонентные схемы механических силовых передач:

а – колесная формула 4К2; *б* – колесная формула 4К4;

в – гусеничный трактор; *г* – колесная формула 4 × 4; *д* – колесная формула 6 × 6:

1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – задний ведущий мост; 6 – передний ведущий мост; 7 – средний ведущий мост

Гидрообъемными называются передачи, в которых энергия передается за счет изменения статического напора (давление 10–40 МПа), а скорость потока при этом не выше 5 м/с.

3.2. Сцепление

Сцепления тракторов и автомобилей служат для передачи крутящего момента двигателя, временного отсоединения двигателя от трансмиссии и плавного их соединения. Такая необходимость возникает при трогании машины с места, переключении передач, кратковременной остановке машины, а также при получении малых (ползучих) скоростей. Муфты сцепления устанавливают между двигателем и коробкой передач.

Конструкция сцеплений должна обеспечивать следующие основные требования: надежно передавать крутящий момент двигателя ведущему валу трансмиссии; обеспечивать полное (чистое) включение и выключение сцепления; ведомая часть сцепления должна обладать небольшим моментом инерции, чтобы максимально снижать ударные нагрузки на зубья шестерен; поддерживать допустимый тепловой режим работы во избежание перегрева и обгорания поверхностей тре-

ния; надежно предохранять детали трансмиссии от перегрузок; обеспечивать гашение высокочастотных крутильных колебаний, вызываемых работой двигателя; быть легким и удобным в управлении.

Механические дисковые сцепления тракторов и автомобилей делятся по некоторым основным конструктивным признакам (рис. 2.83).

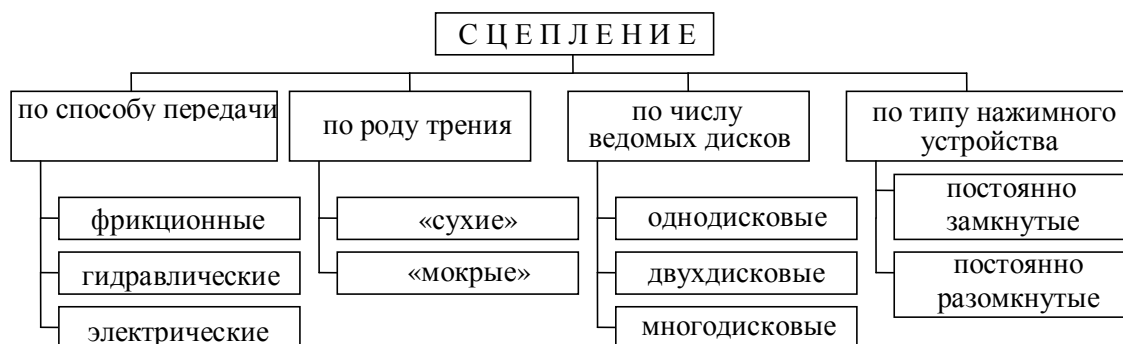


Рис. 2.83. Классификация автотракторных сцеплений

По способу передачи крутящего момента сцепления делятся на фрикционные, гидравлические и электрические. В практике современного лесного автотракторостроения распространение получили первые два типа сцеплений. Электрические муфты не получили распространения, так как из-за остаточного магнетизма в них трудно обеспечить чистоту выключения.

По роду трения дисковые сцепления делятся на «сухие» и «мокрые». Диски первых работают в сухих корпусах без смазки, а диски «мокрых» сцеплений работают в масле. Они сложнее, но имеют больший моторесурс. Для тракторов с мощностью двигателя до 100 кВт целесообразно применять «сухие» сцепления, а свыше 100 кВт – «мокрые».

По числу ведомых дисков сцепления разделяются на однодисковые, двухдисковые и многодисковые. На «сухих» муфтах применяют не более двух дисков, а на «мокрых» – не более пяти. Это объясняется неравномерностью распределения давления по поверхности дисков.

По типу нажимного устройства различают сцепления постоянно замкнутые, если нажимной механизм пружинного типа, и непостоянно замкнутые, когда нажимной механизм рычажно-пружинного типа. В первых муфтах давление создается пружинами, постоянно прижимающими диски друг к другу. В рычажно-пружинных сцеплениях давление на диски создается нажимным механизмом и сохраняется за счет сил упругих деформаций рычажной системы механизма включения.

Редко встречающиеся полуцентробежные муфты, в которых давление создается нажатием пружин и центробежными силами специальных грузов, также относятся к постоянно замкнутым сцеплениям. В настоящее время непостоянно замкнутые муфты в качестве главных сцеплений в трансмиссиях не применяются.

Выбор сцепления определяется типом и назначением машины, условиями ее эксплуатации. Важным фактором надежности работы сцепления является тепловой режим. Для отвода и рассеивания тепла применяют массивные ведущие диски, вентиляционные отверстия, оребрение поверхностей, предохранение трущихся деталей от попадания абразива.

Сцепление (рис. 2.84) устанавливают на маховике 1. К ведущей части сцепления относится маховик, кожух 11 и соединенный с ними нажимной диск 3. Ведомая часть состоит из ведомого диска 2 и вала 5. Ведомый и нажимной диски прижимаются к маховику пружинами 4, упирающимися в кожух 11. Пружины (от 9 до 19 штук) создают нажимное усилие 8–10 кН. При отпущенной педали управления 9 пружины прижимают поверхности трения друг к другу, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым.

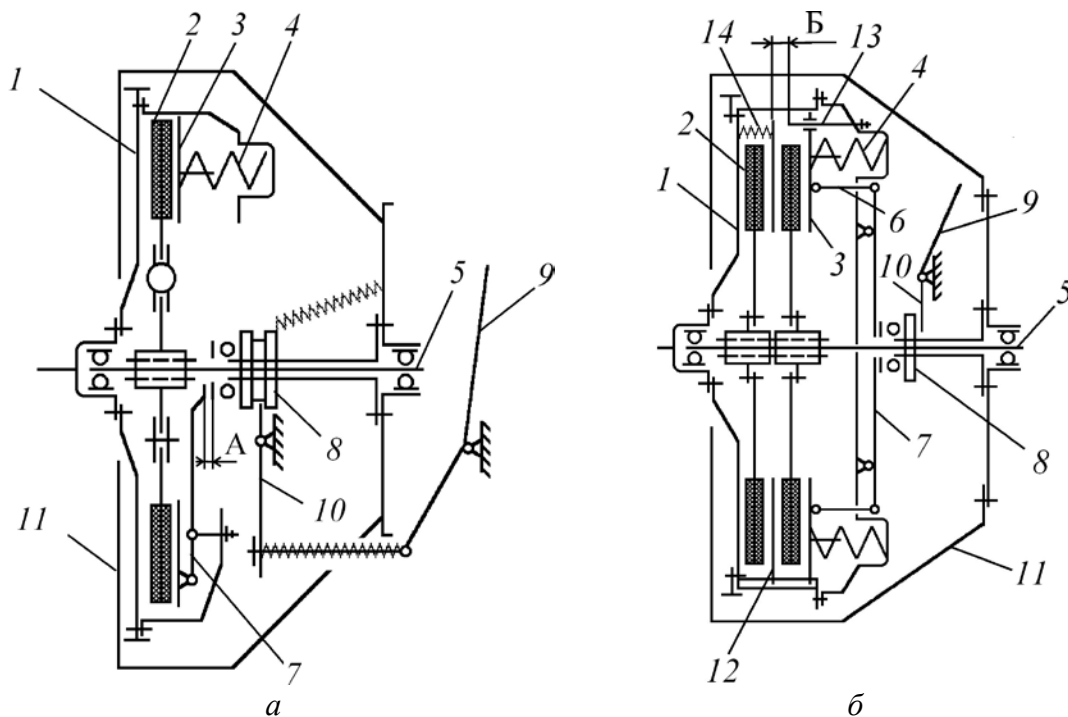


Рис. 2.84. Схемы муфт сцепления:

а – однодисковые; *б* – двухдисковые; А = 2–4 мм; Б = 1–2 мм;

1 – маховик; 2 – ведомый диск; 3 – нажимной диск; 4, 14 – пружины; 5 – вал;
б – тяга; 7 – выжимные рычаги; 8 – выжимная муфта; 9 – тяга педали управления;
 10 – рычаг управления; 11 – кожух; 12 – ведущий диск; 13 – винт

Диски разъединяются механизмом управления. В него входят педаль сцепления, тяга 9, рычаг управления 10, выжимная муфта 8 с подшипником, выжимные рычаги 7, закрепленные шарнирно на стойках, и тяги 6, соединенные с нажимным диском. При нажатии на педаль выжимная муфта поворачивает рычаги 7, нажимной диск 3 отводится от маховика, преодолевая силу нажимных пружин, и сцепление выключается (не передает крутящий момент). Однодисковые муфты отличаются высокой «чистотой» выключения (зазор между поверхностями дисков 0,8–1 мм). Их использование, как правило, ограничено расчетным крутящим моментом до $M_e = 700\text{--}800$ Н·м. Зазор А необходим для компенсации износа трущихся поверхностей. В случае их износа рычаги 7 не должны упираться в выжимную муфту 8. Это вызовет снижение сжатия нажимных дисков и соответственно момента трения муфты, а также быстрый износ выжимного подшипника.

Принцип работы двухдискового сцепления аналогичен принципу работы однодискового сцепления. Двухдисковые сцепления обеспечивают более плавное включение, но в них труднее осуществить необходимую чистоту отключения. Возможные перекосы и заклинивание дисков 2 и 12 (рис. 2.84, б) на валу могут привести к неполному выключению сцепления. Чтобы этого не произошло, ведущий диск 12 от маховика отжимается пружинами 14, а его перемещение вправо ограничено винтом 13. Таким образом, оба ведомых диска оказываются незажатыми, и сцепление при правильной регулировке достаточно чисто разъединяет двигатель и трансмиссию.

В качестве фрикционных элементов применяются накладки на основе полиамидных, углеродных волокон, стекловолокна и металлокерамики.

Основные размеры фрикционной муфты сцепления выбираются исходя из условия передачи максимального крутящего момента двигателя за счет сил трения при плавном включении сцепления. Максимальный крутящий момент определяется по скоростной характеристике двигателя или по формуле

$$M_{\text{дв}}^{\text{max}} = p_e V_s, \quad (2.46)$$

где p_e – среднее эффективное давление, Па; V_s – рабочий объем двигателя.

Расчетный крутящий момент муфты сцепления несколько больше максимального крутящего момента двигателя:

$$M_{\text{сц}} = M_{\text{дв}}^{\text{max}} \beta, \quad (2.47)$$

где β – коэффициент запаса фрикциона, задаваемый исходя из условия обеспечения передачи максимального крутящего момента.

Коэффициент запаса β не должен быть очень большим, так как трансмиссию необходимо предохранять от перегрузок моментом сил инерции (муфта должна иметь возможность пробуксовки). С повышением β увеличивается сила, необходимая для включения сцепления, а также ударные нагрузки на механизмы силовой передачи при резком торможении машины. Поэтому крутящий момент, передаваемый муфтой, можно также определить по формуле

$$M_{\text{сц}} = P\mu i R_{\text{ср}}, \quad (2.48)$$

где P – сила сжатия дисков (поверхностей трения), Н; μ – коэффициент трения дисков ($\mu = 0,25-0,35$); i – число поверхностей трения, для современных лесных машин и тракторов $i = 4$ при $N_e \geq 132,5$ кВт и $i = 2$ при $N_e \leq 132,5$ кВт; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус дисков.

$$R_{\text{ср}} = \frac{(R_{\text{max}} + R_{\text{min}})}{2}, \quad (2.49)$$

где R_{max} и R_{min} – максимальный и минимальный радиусы дисков, выбираются исходя из конструктивных размеров маховика, внутри которого, как правило, размещаются диски:

$$R_{\text{max}} = \sqrt{\frac{M_{\text{сц}}}{p_0 \mu i (1 + c - c^2 - c^3)}} \text{ и } R_{\text{min}} = (0,5-0,7)R_{\text{max}}, \quad (2.50)$$

где p_0 – давление поверхности трения ($p_0 = 0,12-0,3$ МПа); c – отношение внутреннего радиуса фрикционной накладке к внешнему ($c = 0,52-0,62$).

Сила давления пружин определяется по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{дв}}^{\text{max}} \beta}{\mu i R_{\text{ср}}}. \quad (2.51)$$

При выключении муфты сцепления усилие пружин увеличивается примерно на 20%.

Расчетное усилие одной пружины при выключенной муфте сцепления определяется по формуле

$$P'_{\text{пр}} = 1,2 \frac{M_{\text{сц}}}{\eta_{\text{пр}} i \mu R_{\text{ср}} z}, \quad (2.52)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД пружины с учетом неравномерности давления

($\eta_{\text{пр}} = 0,85$); z – число нажимных пружин, для лесных машин и тракторов $z = 9-28$.

Диаметр проволоки пружины

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P'_{\text{пр}}D_{\text{ср}}}{\pi[\tau]}}, \quad (2.53)$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр пружины ($D_{\text{ср}} = 0,022-0,027$ м); $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения ($[\tau] = 500-700$ МПа).

Полученный диаметр проволоки округляется до ближайшего стандартного. После этого определяется наружный диаметр пружины:

$$D_{\text{н}}^{\text{пр}} = D_{\text{ср}} + d. \quad (2.54)$$

Управление сцеплением осуществляется механической (рис. 2.84) или гидравлической системой привода. Гидравлический привод имеет главный и рабочий цилиндры. Давление в главном цилиндре, создаваемое при нажатии водителем на педаль, передается по трубкам в рабочий цилиндр. Под давлением жидкости поршень рабочего цилиндра перемещается и своим штоком воздействует на вилку выключения.

Усилие на педали сцепления лесных машин ограничивается величиной 120 Н. Если механической или гидравлической системами невозможно получить требуемое передаточное число от педали до вилки выключения, то в приводе сцепления устанавливается усилитель. Усилители бывают механические (пружинные), гидравлические, пневматические, пневмогидравлические. Гусеничные трелевочные тракторы оснащены гидравлическими усилителями в приводе сцепления. На колесных трелевочных тракторах и лесовозных автомобилях МАЗ механическая система привода оснащена пневматическим усилителем со следящим устройством.

3.3. Коробка передач

Коробка передач (КП) предназначена для изменения передаваемого крутящего момента и частоты вращения в заданном диапазоне, реверсирования выходного вала, длительного отсоединения двигателя от ведущих колес. Изменение величины крутящего момента и частоты вращения выходного вала КП осуществляется включением соответствующей пары шестерен, чем устанавливается определенное значение передаточного числа трансмиссии.

Реверсирование выходного вала КП производится при помощи

дополнительной шестерни, которая изменяет направление вращения ведомого вала. Длительное отсоединение двигателя от ведущих колес получается за счет нейтрального положения КП, когда вообще отсутствует передача крутящего момента от ведущего вала к ведомому.

Коробка передач должна обеспечивать максимальную загрузку двигателя на всех режимах работы, иметь высокие значения КПД, быть удобной в управлении, обеспечивать быстрое и безударное включение и выключение передач. Классификация коробок передач приведена на рис. 2.85.

Наибольшее распространение получили механические шестеренчатые коробки передач, ступенчато изменяющие передаточное число трансмиссии. Основными их достоинствами являются высокий КПД (0,96–0,98), малые размеры и масса, высокая надежность и простота в эксплуатации, невысокая стоимость. Шестеренчатые ступенчатые КП могут быть с неподвижными в пространстве осями валов и планетарные. Первые принято называть вальными. Вальные коробки передач широко применяют как в механических, так и в гидромеханических трансмиссиях, а планетарные чаще используют как механический ступенчатый преобразователь крутящего момента в гидромеханических трансмиссиях. Первый тип КП, как правило, имеет принудительное управление. Планетарные КП иногда оснащают частичным или полностью автоматизированным управлением. Получившие широкое распространение вальные коробки передач с фрикционным включением при необходимости также могут иметь автоматизированные системы управления.

Автотракторные коробки передач имеют число ступеней от 5 до 16. В редких случаях на многоцелевых колесных тракторах устанавливаются коробки передач с 24 ступенями. Диапазон скоростей движения современного колесного трелевочного трактора находится в пределах от 0,03 до 9,5 м/с (0,1–34 км/ч). Базовые коробки передач с двумя степенями свободы в нейтральном положении выполняются с числом передач от трех до шести. Чтобы получить нужную передачу, в такой коробке достаточно включить один элемент управления. Для получения большего числа ступеней применяют составные и многовальные коробки передач, которые называются многоступенчатыми.

По способу зацепления шестерен различают коробки с подвижными шестернями (включение перемещением шестерен) и с шестернями постоянного зацепления (переключение зубчатыми муфтами или синхронизаторами). Отдельную группу образуют коробки передач с фрикционным включением, их называют коробки передач с переключением на ходу. По взаимному расположению ведущего и ведомого валов коробки

разделяют на соосные и несоосные. Соосными являются трехвальные коробки, имеющие прямую передачу, несоосными – двухвальные.



Рис. 2.85. Классификация коробок передач

Большинство коробок передач механических трансмиссий устроены так, что каждая работающая зубчатая пара передает весь крутящий момент, идущий от двигателя. Получают распространение на гусеничных машинах многовальные коробки передач с двумя индивидуальными потоками к левой и правой гусеницам. Эти коробки передач одновременно выполняют функции механизмов поворота.

Наиболее простая схема у двухвальной коробки (рис. 2.86, *а*), выполненной по несоосной схеме и получившей наибольшее распространение на гусеничных тракторах (эти коробки часто называют тракторными). Передача подводимой мощности в такой КП осуществляется одной парой шестерен. Существенным отличием двухвальной коробки передач от трехвальной является отсутствие в ней прямой передачи. В трехвальной автомобильной КП (рис. 2.86, *б*) силовой поток проходит последовательно через два зубчатых зацепления. Такая коробка передач объединяет три основных вала: первичный 2 (входной), вторичный 4 (выходной) и промежуточный 1. Входной и выходной валы соосны.

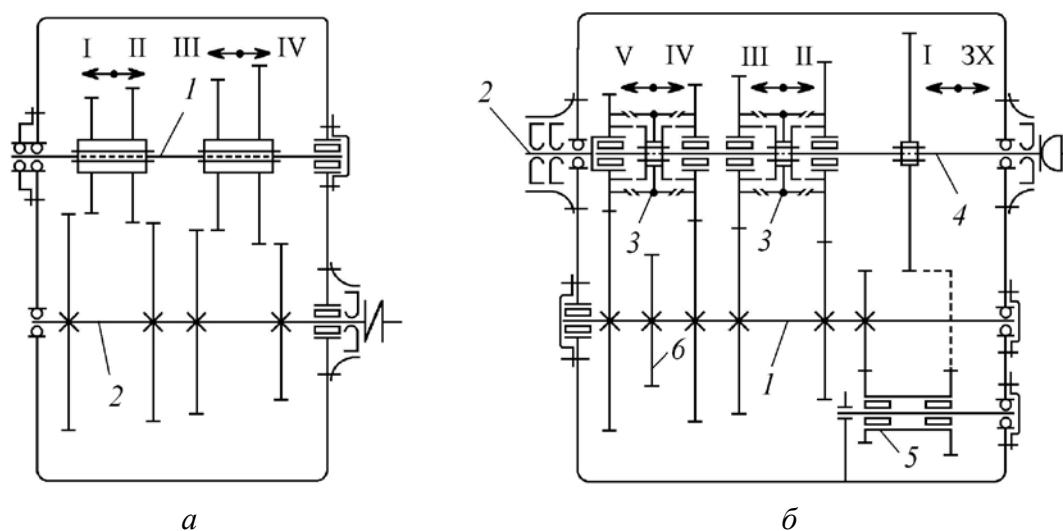


Рис. 2.86. Схемы коробок передач:

- а* — тракторной двухвальной: 1 — вал ведущий; 2 — вал ведомый;
- б* — автомобильной: 1 — вал промежуточный; 2 — вал ведущий (первичный);
- 3 — синхронизаторы; 4 — вал ведомый (вторичный); 5 — блок шестерен реверса;
- 6 — шестерня привода лебедки; I–V — номера передачи

Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала. Таким образом, промежуточный вал вращается все время. На вторичном валу свободно на подшипниках установлены шестерни, находящиеся в постоянном зацеплении с соответ-

ствующими шестернями промежуточного вала. С помощью синхронизаторов и зубчатых муфт включается в работу та или иная пара шестерен. Перемещением влево каретки синхронизатора V передачи и соединением кулачковой муфты получают прямую передачу, и мощность от двигателя напрямую передается на выходной вал КП. Это режим наибольшего КПД коробки передач. Данная схема сложнее тракторной, однако она получила повсеместное распространение на автомобилях.

В современных конструкциях автомобильных коробок передач зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Исключение составляют только шестерни первой передачи и заднего хода. На машинах, часто работающих на первой передаче и заднем ходу, устанавливаются коробки передач с постоянным зацеплением всех зубчатых колес.

В КП с подвижными шестернями включение передачи производится с остановкой гусеничного трактора путем введения в зацепление соответствующей пары прямозубых шестерен. В КП с шестернями, находящимися в постоянном зацеплении, ударную нагрузку воспринимают сразу все торцовые зубья или кулачки муфт включения, предотвращая тем самым сколы и смятие торцов зубьев шестерен, являющихся основной причиной выхода из строя коробок передач с подвижными шестернями. Кроме того, при постоянном зацеплении можно применять косозубые шестерни, что в сравнении с прямозубыми снижает шум и увеличивает срок службы коробок передач. Установка шестерен на подшипниках вызывает необходимость обеспечения их смазки, для чего на большегрузных автомобилях устанавливают шестеренчатые масляные насосы, которые через специальные каналы в корпусах и валах подают масло к подшипникам шестерен.

Для реализации передачи заднего хода в конструкцию КП вводится дополнительный промежуточный вал (рис. 2.86, б). Блок 5 из двух зубчатых венцов (или одного уширенного) установлен свободно на неподвижной оси. Один венец блока постоянно связан с шестерней промежуточного вала. Шестерня выходного вала 4 отводится вправо до зацепления с другим венцом блока 5. Движение передается от шестерни промежуточного вала к блоку 5 и далее шестерне I–ЗХ выходного вала.

Устройство механизма переключения передач зависит от конструкции и типа КП. Подвижные шестерни и кулачковые муфты перемещаются специальным механизмом управления. Рычаг управления устанавливают обычно в шаровой опоре 1 крышки КП (рис. 2.87).

Нижний конец рычага *11* входит в прорезь одного из ползун *3*. Наклоняя рычаг *11* вперед или назад, перемещают в противоположную сторону ползун *3*, который увлекает за собой вилку *5*. Она передвигает шестерни по валу в требуемом направлении до включения передачи. Попытка включить передачу при не полностью выключенном сцеплении приводит к сколу зубьев шестерен, для предотвращения которого и устанавливают блокировочное приспособление. Для правильного перемещения рычага переключения передач *11* в кабине на верхней крышке КП установлена направляющая *10*.

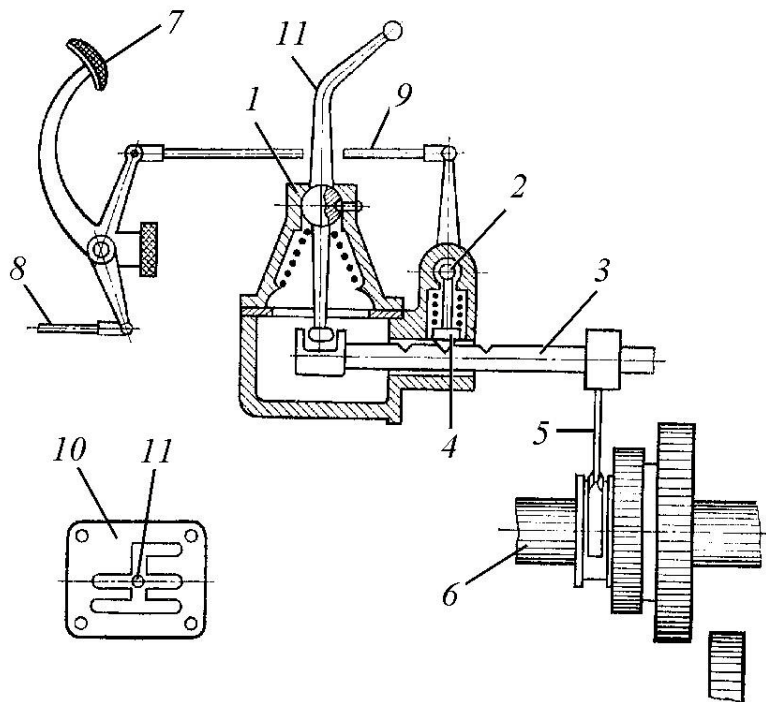


Рис. 2.87. Механизм переключения передач:
1 – шаровая опора; *2* – валик; *3* – ползун; *4* – фиксатор;
5 – вилка; *6* – вал с шестернями КП; *7* – педаль сцепления;
8 – тяга управления сцеплением; *9* – тяга управления фиксатором;
10 – направляющая рычага переключения передач;
11 – рычаг переключения передач

Устройство и работа блокировочного механизма следующее. Фиксаторы *4* всех переключающих ползун *3* расположены под валиком *2* блокировочного механизма (рис. 2.87). Когда сцепление включено, паз валика *2* располагается так, что фиксаторы не могут выйти из углубления, и передачу переключить невозможно. При нажатии на педаль сцепления *7* валик *2* поворачивается и поднимает фиксаторы *4*. Таким образом, только при полностью выключенном сцеплении фиксаторы мо-

гут быть приподняты, и водитель сумеет передвинуть переключающие валики для включения необходимой передачи. Блокировочное устройство уменьшает удар шестерен и облегчает переключение передач. Включенную шестерню или муфту необходимо зафиксировать в данном положении, так как под воздействием больших нагрузок валы, на которых сидят шестерни, прогибаются, возникающие осевые силы стремятся сдвинуть подвижную деталь по шлицам и вывести ее из зацепления. Для того чтобы этого не случилось и передачу не «выбивало», должна быть предусмотрена надежная фиксация подвижных деталей в заданном положении. Кроме того, механизм управления должен исключать возможность одновременного включения двух передач, что может произойти, если нижняя головка рычага управления потянет сразу два переключающих валика. Для выполнения этих двух требований служат фиксаторы и замки.

Минимальное число ступеней m в КП определяют по формуле

$$m = \frac{\lg\left(\frac{k_1}{k_{\text{выс}}}\right)}{\lg\left(\frac{n_{en}}{n_M}\right)} + 1, \quad (2.55)$$

где k_1 – низшее (максимальное) передаточное число трансмиссии; $k_{\text{выс}}$ – высшее (минимальное) передаточное число трансмиссии; n_{en} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту (принимается по скоростной характеристике двигателя).

Для машин, имеющих синхронизированные коробки с возможностью переключения передач в процессе движения, значение m определяют также по формуле

$$m = \frac{\lg\left(\frac{V_a^{\max}}{V_a^{\min}}\right)}{\lg\left(\frac{n_{en}}{n_M}\right)} + 1, \quad (2.56)$$

где V_a^{\max} и V_a^{\min} – максимальная и минимальная скорости движения машины, км/ч.

Принимается большее из полученных чисел передач КП, которое округляется до ближайшего целого значения.

Значения передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах распределяются по закону геометрической прогрессии. Это обеспечивает постоянство скорости движения машины в момент перехода на смежную передачу и дает одинаковую степень изменения нагрузки двигателя. При распределении передаточных чисел по геометрической прогрессии справедлива зависимость

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{k_2}{k_3} = \dots = \frac{k_{m-1}}{k_m} = q, \quad (2.57)$$

где k_1, \dots, k_m – передаточные числа трансмиссии на соответствующих передачах; q – знаменатель прогрессии.

Тогда значение q определяется по формуле

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{k_1}{k_{\text{выс}}}}. \quad (2.58)$$

У современных моделей гусеничных трелевочных тракторов величина q находится в пределах 1,17–1,67. Для автомобилей знаменатель прогрессии q не превышает 1,4.

В связи с тем, что лесные машины в основном работают в тяжелых дорожных условиях, необходимо обеспечить расширенный диапазон передаточных чисел КП. Для этих целей используются составные многоступенчатые КП, получаемые присоединением к базовой коробке дополнительного редуктора. В основном это двухступенчатые редукторы с прямой и замедленной передачами, обеспечивающими удвоенное число ступеней трансмиссии. Чтобы получить требуемую степень трансмиссии, нужно произвести включение соответствующих передач в базовой коробке и в дополнительном редукторе. Возможно переднее и заднее расположение дополнительного редуктора.

При заднем расположении увеличение общего передаточного числа не приводит к повышению нагруженности деталей базовой коробки передач. Дополнительные редукторы могут сочетаться с устройствами, распределяющими крутящий момент между ведущими мостами. Вместе они образуют раздаточные коробки.

3.4. Раздаточные коробки

Для обеспечения высокой проходимости колесной лесной машины в тяжелых дорожных условиях они выполняются полноприводными. Передачу крутящего момента между ведущими мостами обеспечивают раздаточные коробки (РК). Как правило, используются двух-

ступенчатые РК – одна передача прямая, вторая понижающая, либо обе передачи понижающие. Также РК выполняют функцию дополнительного редуктора, расширяя диапазон изменения крутящего момента и увеличивая вдвое число передач КП. РК разделяются на коробки с заблокированным и дифференциальным приводом.

На автомобилях, значительная часть общего пробега которых приходится на дороги с хорошим покрытием, в РК устанавливаются межосевые дифференциалы. Такая конструкция обеспечивает дифференциальный (нежесткий) привод ведущих мостов и способствует исключению появления в трансмиссии циркулирующей мощности. При неодинаковой нагрузке на оси межосевые дифференциалы выполняются несимметричными, то есть распределяющими крутящий момент по мостам пропорционально нагрузке.

Дифференциальный привод ведущих мостов с балансирной подвеской также может осуществляться через симметричные межосевые дифференциалы. При этом межосевые дифференциалы могут размещаться при индивидуальном приводе мостов в РК либо при проходной конструкции ведущих мостов совместно с редуктором среднего ведущего моста.

Однако наличие в трансмиссии межосевого дифференциала резко повышает склонность автомобиля к буксованию. Для устранения этого недостатка все ведущие мосты машины постоянно включены, а межосевые дифференциалы всегда снабжаются блокировочным устройством.

На колесных машинах, большую часть времени эксплуатирующихся на грунтах со слабой несущей способностью, устанавливаются РК с заблокированным (жестким) распределением крутящего момента по ведущим мостам. Они более просты по конструкции, надежны в работе, и при их использовании отсутствует вероятность буксования одного из ведущих мостов машины.

Существенным недостатком заблокированного привода является неизбежное рассогласование скоростей движения мостов вследствие различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Это приводит к неблагоприятному перераспределению касательной силы тяги между ведущими мостами, а также циркуляции паразитной мощности в двигателе, когда сила тяги одного или нескольких мостов принимает отрицательные значения. Поэтому в целях предохранения конструкции от перегрузок при движении машины на высшей передаче РК с заблокированным приводом один из ведущих мостов должен отключаться. Его включение производится только для повышения сцепных

качеств машины в плохих условиях эксплуатации при включении низшей передачи раздаточной коробки.

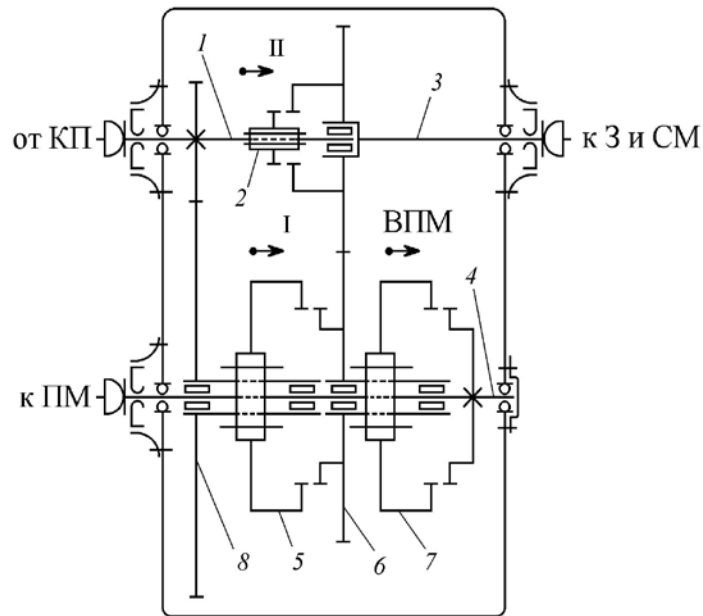
Рассмотрим в качестве примера кинематические схемы двух РК с разными типами привода. РК с заблокированным приводом (рис. 2.88, *a*) имеет две передачи, шестерни которых находятся в постоянном зацеплении. Первая передача пониженная (I), вторая – прямая (II). Крутящий момент от коробки передач (КП) передается на первичный вал 1, который передает крутящий момент к среднему и заднему ведущим мостам (ЗМ и СМ).

Привод к переднему мосту (ПМ) осуществляется с вала 4. Прямая передача (II) включается зубчатой муфтой 2, которая непосредственно соединяет первичный (входной) 1 и выходной 3 валы. Шестерни 8 и 6 сидят на втулках вала 4. Передаточное число между шестерней 6 и шестерней-валом 3 равно единице ($i = 1$). Включением муфты 5 получается пониженная передача (I).

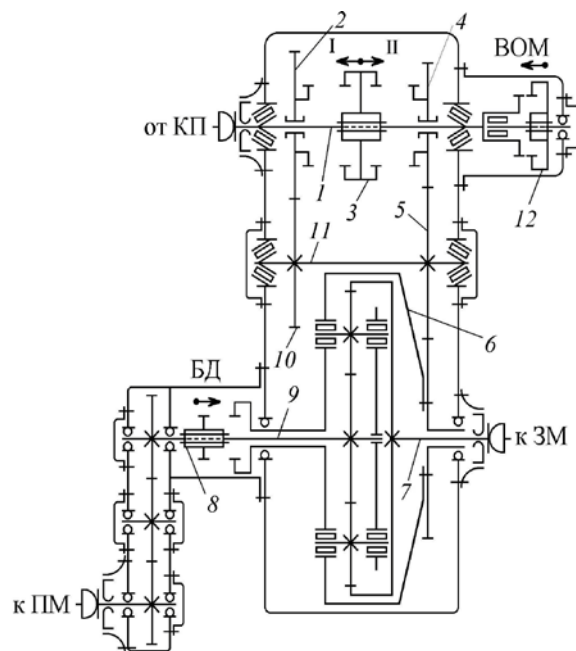
Системой управления раздаточной коробки предусмотрена блокировка от одновременного включения двух передач, а также электромагнитное устройство, предотвращающее включение пониженной передачи при отключенном переднем мосте. Следовательно, при движении на пониженной передаче должны быть включены муфты 5 и 7, а муфта 2 выключена. Включение переднего моста (ВПМ) производится муфтой 7.

Раздаточные коробки с дифференциальным приводом (рис. 2.88, *б*) применяются на автомобилях с колесными формулами 6×6 и 4×4 . Двухступенчатая коробка с двумя понижающими передачами включается зубчатой муфтой 3. Зубчатые колеса 2 и 10 высшей, 4 и 5 низшей передач находятся в постоянном зацеплении. Момент от ведущего вала 1 передается через промежуточный вал 11 к несимметричному дифференциалу 6. Дифференциал делит момент между валом 9 солнечной шестерни и валом 7 в отношении 1 : 2. Таким образом, одна треть подводимого к дифференциалу момента передается переднему, а две трети среднему и заднему мостам. При необходимости блокировка дифференциала (БД) выполняется зубчатой муфтой 8. В конструкции раздаточной коробки может быть предусмотрена муфта 12 включения вала отбора мощности (ВОМ).

На лесовозных тягачах высшая передача РК имеет передаточное число, близкое к единице (1,0–1,4), а передаточное число низшей передачи определяется из условий полного использования сцепной массы или обеспечения минимальной устойчивой скорости движения машины и принимается равным 1,6–2,3.



a



б

Рис. 2.88. Схемы раздаточных коробок:

a – с блокируемым приводом:

1 – первичный (входной) вал; *2* – зубчатая муфта;

3 – выходной вал; *4* – вал; *5, 7* – муфты; *6, 8* – шестерни;

б – с дифференциальным приводом:

1 – ведущий вал; *2, 10* – зубчатые колеса высшей передачи;

3, 8 – зубчатая муфта; *4, 5* – зубчатые колеса низшей передачи;

б – несимметричный дифференциал; *7, 9* – валы;

11 – промежуточный вал; *12* – муфта

Поэтому у колесных машин максимальное передаточное число трансмиссии k_1 при низших передачах в КП и РК принимается ближе к расчетному передаточному числу по условиям сцепления k_1^c . Тогда, с учетом диапазона раздаточной коробки, равного 1,6–2,1, значение общего передаточного числа трансмиссии на высших передачах в КП и РК определяется из условия обеспечения движения машины с заданной максимальной скоростью движения. Если полученные значения передаточных чисел РК на высшей и низшей передачах получаются близкими друг к другу, то ограничиваются одной передачей в РК.

В случае использования на колесном тракторе РК еще и в качестве дополнительной КП передаточное число понижающей передачи i_{p1} может выбираться по зависимости

$$i_{p1} = \frac{i_{p2}(1+q)}{2}, \quad (2.59)$$

где i_{p2} – передаточное число РК на высшей передаче; q – знаменатель прогрессии передаточных чисел КП.

Если подбор передаточных чисел производился при использовании низшей передачи РК i_{p1} , то

$$i_{p2} = \frac{2i_{p1}}{1+q}. \quad (2.60)$$

В случаях, когда понижающая передача РК используется для преодоления особенно тяжелых участков пути или как ходоуменьшитель, значение i_{p1} может быть выбрано из условия движения с минимальной скоростью V_a^{\min} по технологическим причинам

$$i_{p1} = 0,377 \frac{R_d n_{en}}{i_0 i_1 V_a^{\min}}, \quad (2.61)$$

где R_d – радиус ведущего колеса, м; n_{en} – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; i_0 – передаточное число ведущего моста; i_1 – передаточное число КП на первой передаче.

Из условия реализации максимальной силы тяги по сцеплению следует

$$i_{p1} = \frac{k_1^c}{i_0 i_1}. \quad (2.62)$$

У существующих колесных машин передаточные числа РК на 1-й (понижающей) передаче лежат в пределах $i_{p1} = 1,6–2,5$.

3.5. Карданные передачи

Валы агрегатов трансмиссий лесных машин часто бывают несоосны относительно друг друга. Это объясняется как погрешностями изготовления, так и конструктивными особенностями транспортного средства. Так, ведущие мосты автомобилей связаны с несущей системой подвеской, и их положение друг относительно друга постоянно меняется во время движения. В ряде случаев валы агрегатов находятся в разных плоскостях. В процессе эксплуатации транспортного средства происходит деформация несущих элементов и, как следствие, нарушение соосности валов агрегатов трансмиссии. Для компенсации несоосности применяют соединительные валы с упругими муфтами и карданные передачи.

Соединительные валы с упругими муфтами состоят из двух фланцев с четырьмя резиновыми втулками каждый. Одна пара втулок каждого фланца с помощью пальцев соединена с фланцами, например, вала муфты сцепления и первичного вала коробки передач.

Такой способ соединения валов обладает рядом существенных недостатков: допустимые углы перекоса соединительных валов не более 7° , возникают дополнительные нагрузки на соединяемые валы вследствие деформации резины, большая металлоемкость по сравнению с карданными передачами, повышенный дисбаланс, пониженный КПД, ресурс не превышает 4000 моточасов.

В связи с этими недостатками соединительные валы с упругими муфтами в настоящее время на тракторах заменяются карданными передачами.

Основной частью карданной передачи является карданное сочленение, которое представляет собой двухшарнирную муфту с расположением шарниров в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одно карданное сочленение может применяться при углах между валами

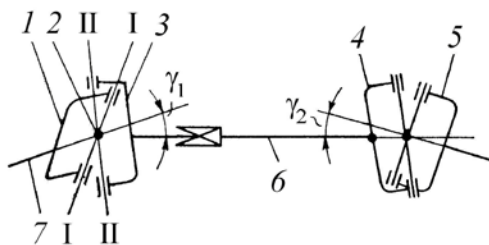


Рис. 2.89. Схема карданной передачи:
1, 3, 4, 5 – вилки карданов;
2 – крестовина; 6 – промежуточный вал; 7 – ведущий вал

не более 2° . Вилки 1 и 3 соединены с крестовиной 2 (рис. 2.89). Таким образом, вилка 3 может поворачиваться вокруг оси II–II и вместе с крестовиной 2 вокруг оси I–I. Так осуществляется вращение валов 7 и 6 без изменения их положения в пространстве.

Основными деталями карданного сочленения являются кресто-

вина, стаканы подшипников, иголки, вилки, уплотнение. Крестовины, как правило, изготавливаются методом горячей штамповки из легированных сталей с твердостью рабочих поверхностей 57–65 HRC. Овальность и конусность находятся в пределах 0,004–0,01 мм. Отклонение осей крестовины от положения в одной плоскости 0,01–0,1 мм. Неперпендикулярность осей крестовин составляет 1–4 мм. Стаканы подшипников обычно изготавливают из стали типа ШХ-15 с овальностью внутренней поверхности 0,007–0,04 мм. Особо жесткие требования предъявляются к размерам игл. Разность диаметров игл в одном подшипнике не должна превосходить 0,002–0,003 мм, что достигается селективной сборкой, то есть сортировкой игл после изготовления. Вилки изготавливаются из сталей типа сталь 45 или сталь 40Х. Несоосность отверстий в вилке лежит в пределах 0,01–0,06 мм.

Уплотнением в конструкциях карданных передач уделяется особое внимание. От надежности их работы в значительной степени зависит ресурс карданных передач. Защита от пыли, влаги и удержание смазки осуществляются с помощью общего эластичного чехла (пыльника), закрывающего шарнир. Для смазки карданных передач используются масла на литиево-натриевой основе.

В ряде случаев, особенно для привода управляемых ведущих колес, применяются карданные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС), чаще всего шарикового типа (рис. 2.90).

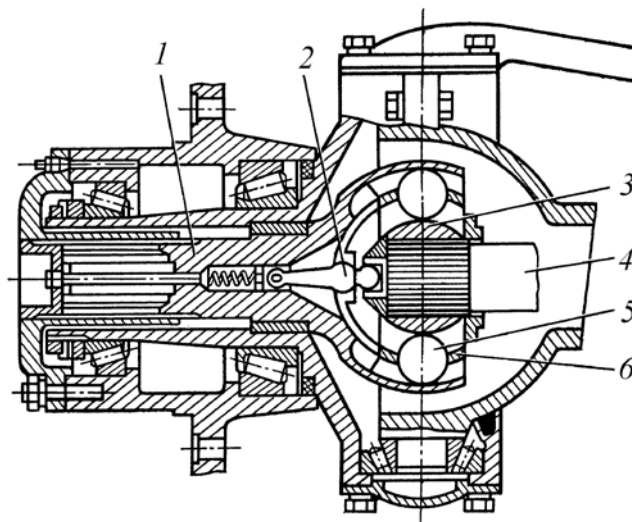


Рис. 2.90. Кардан равных угловых скоростей

Ведущая полуось 4 своим шлицевым концом приводит во вращение полумуфту 3, в профильных пазах которой располагаются шарики 5.

Последние входят в зацепление с валом *1* также посредством профильных пазов. Вал *1* через шлицевое соединение передает крутящий момент на ступицу колеса. Шарики *5* могут перекатываться по профильным пазам, что позволяет валу *1* отклоняться относительно полуоси *4*. Синхронность вращения обеспечивается сепаратором *б*, который устанавливает шарики *5* в бисекторной плоскости.

3.6. Ведущие мосты

Ведущие мосты предназначены для изменения крутящего момента и передачи его к ведущим колесам. На гусеничных тракторах ведущий мост также обеспечивает повороты трактора при маневрировании. У полноприводных лесовозных автопоездов различают передний ведущий мост (ПМ), задний ведущий мост (ЗМ), в случае колесной формулы 6×6 – средний ведущий мост (СМ). В настоящее время на автомобилях с колесной формулой 6×6 используются проходные средние ведущие мосты, то есть подводимый к нему крутящий момент распределяется между ведущими колесами самого моста и задним ведущим мостом. В конструкцию ведущего моста гусеничного трактора встраиваются механизмы поворота.

Ведущий мост полноприводной машины включает следующие агрегаты (рис. 2.91): главную передачу, дифференциал, полуоси, бортовую передачу и шарнир равных угловых скоростей (ШРУС). ШРУС устанавливается только в переднем ведущем мосту.

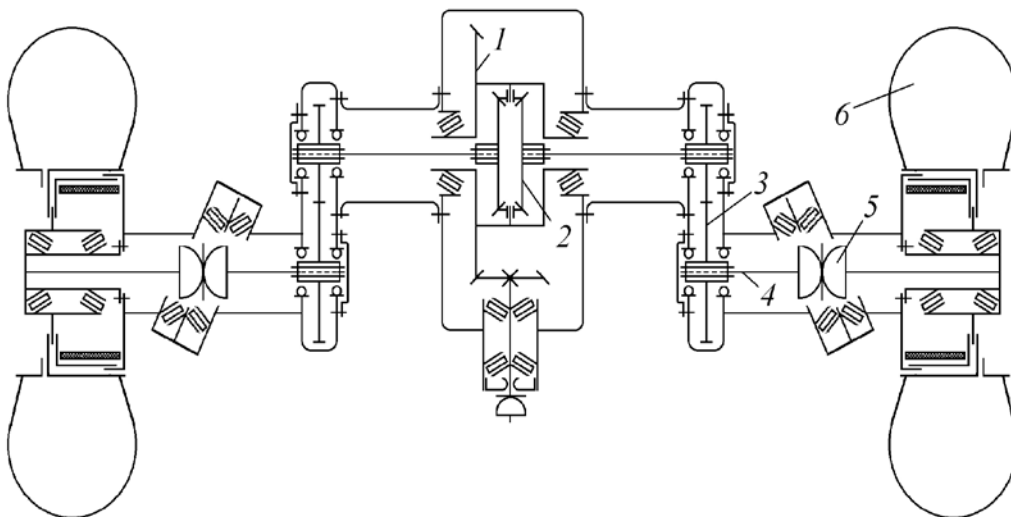


Рис. 2.91. Передний ведущий мост автомобиля:
1 – главная передача; *2* – дифференциал; *3* – бортовая передача;
4 – полуось; *5* – ШРУС; *6* – ведущее колесо

В корпусе заднего моста гусеничного трактора размещены главная передача и механизм поворота. К боковым поверхностям заднего моста крепятся корпуса бортовых (конечных) передач. Бортовая передача предназначается для повышения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета трактора. Бортовая передача тракторов является тяжело нагруженной зубчатой передачей. Подшипники ведущих звездочек трелевочных тракторов подвержены динамическим нагрузкам как от взаимодействия с препятствиями, так и от воздействия сил натяжения гусеничной цепи. Поэтому повышенные требования предъявляются к жесткости их корпусов и точности получения межцентровых расстояний шестерен, что оказывает большое влияние на срок службы передачи.

Не меньшее значение имеет герметизация корпуса во избежание попадания грязи, пыли и воды. Для получения большого дорожного просвета или высоких значений передаточных чисел трансмиссии (с целью разгрузки коробки передач и других агрегатов трансмиссии от значительных нагрузок) используются двойные бортовые передачи.

3.6.1. Главная передача. Главная передача предназначена для увеличения крутящего момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, и изменения плоскости вращения на 90° . Главная передача относится к наиболее нагруженным узлам трансмиссии. На современных машинах получили распространение шестеренчатые главные передачи, а червячные и цепные практически не используются.

Ввиду того, что оси вращения вала двигателя и ведущих колес перпендикулярны, для главной передачи используют конические и гипоидные зубчатые пары. Основными преимуществами гипоидных главных передач являются повышенная несущая способность по контактным напряжениям, большая плавность работы и бесшумность. В этой передаче оси валов не пересекаются, а скрещиваются, что расширяет компоновочные возможности – увеличение дорожного просвета и др. Недостатком такой передачи является наличие скольжения зубьев вдоль линии контакта, что снижает КПД. По этому для повышения ее работоспособности и ресурса необходимо применять специальное масло для гипоидных передач.

Конические пары главных передач лесных машин имеют круговые зубья обычно с нулевым углом спирали (зерольное зацепление). Главные передачи с цилиндрическими шестернями применяются на тракторах и автомобилях, у которых валы коробок передач расположены перпендикулярно продольной оси машины. Классификация главных передач в зависимости от числа и расположения зубчатых колес приведена на рис. 2.92.

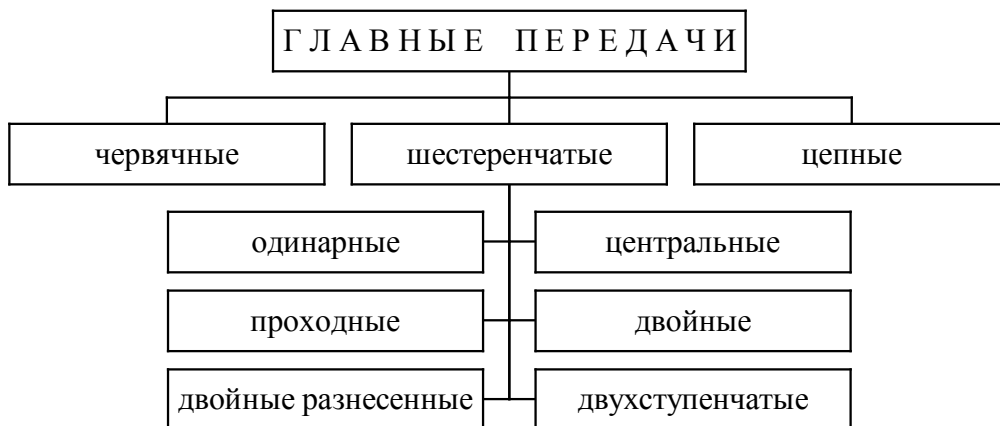


Рис. 2.92. Классификация главных передач

Одинарная главная передача I (рис. 2.91) получила наибольшее распространение. Она обладает компактностью, минимальными размерами и массой, простотой в изготовлении и эксплуатации. При больших значениях передаточного числа ($i_{гп} \geq 7,0$) значительно увеличивается диаметр зубчатого колеса, что снижает дорожный просвет и ограничивает проходимость машины. Поэтому при больших значениях передаточного числа ($i_{гп}$ до 12) применяются двойные центральные главные передачи. Такая главная передача состоит из двух пар зубчатых колес – конической и цилиндрической. По сравнению с одинарной двойная центральная главная передача обладает большей нагрузочной способностью.

Двойная главная передача с проходным валом применяется на автомобилях с колесной формулой 6×6 или 6×4 . Ее устанавливают в среднем ведущем мосту. Такая главная передача позволяет получить компактный промежуточный мост тележки трехосного автомобиля и без дополнительного карданного вала обеспечить подвод крутящего момента к заднему мосту.

Двойная разнесенная передача включает три самостоятельных редуктора: центральный с коническими колесами и два конечных редуктора, которые располагают у ведущих колес (бортовой редуктор) или встраивают в ступицу колеса (колесный редуктор). Разнесенные главные передачи с многосателлитными планетарными цилиндрическими передачами вследствие повышенной нагрузочной способности и компактности конструкции получили наиболее широкое применение. При такой схеме главной передачи центральный редуктор получается компактным, уменьшаются нагрузки на дифференциал и полуоси. Сложность конструкции этих передач обуславливает применение их для машин с нагрузкой на ось не менее

60–120 кН, что реализовано в конструкции ведущих мостов лесовозных автопоездов МАЗ.

Двухступенчатая главная передача отличается от двойной возможностью изменения передаточного числа цилиндрической пары. Ее целесообразно применять для тягачей. Увеличение вдвое числа ступеней трансмиссии приводит к улучшению тяговых свойств и топливной экономичности автопоездов, работающих в различных условиях движения. Недостатками двухступенчатых передач являются сложность конструкции и невозможность осуществления переключения ступеней при движении автопоезда. Наличие в настоящее время многоступенчатых коробок передач с делителями обусловили ограниченное применение двухступенчатых главных передач.

3.6.2. Дифференциал. При движении машины по неровной дороге или при повороте колеса должны проходить различные по величине пути. Механизм, который осуществляет распределение крутящих моментов между колесами и мостами автомобиля в соответствующей пропорции и позволяет им вращаться с различной угловой скоростью, называется дифференциалом.

Если колеса или мосты заблокировать, то угловые скорости колес будут равны. Разность путей, проходимых колесами, будет компенсироваться проскальзыванием или пробуксовыванием их относительно дороги, вызывая интенсивный износ шин и деталей, связывающих ведущие колеса и мосты, перерасходом топлива в связи с затратой дополнительной мощности двигателя на пробуксовку колес. При этом затрудняется поворот машины и снижается ее управляемость и устойчивость. Для устранения подобных явлений в трансмиссии автомобилей вводится симметричный дифференциал (рис. 2.93).

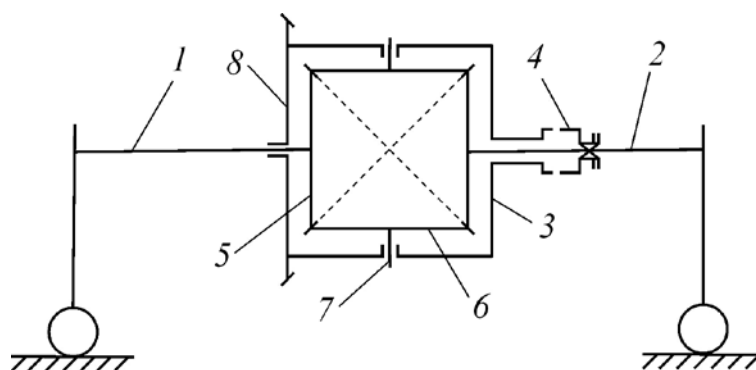


Рис. 2.93. Схема автомобильного межколесного дифференциала:

1 – вал; 2 – компенсатор; 3 – полумуфта;
4 – ведущая полуось; 5 – шарики; 6 – сепаратор

Большая коническая шестерня 8 главной передачи закреплена на корпусе 3 дифференциала. На крестовине 7 внутри корпуса расположены сателлиты 6. Они входят в зацепление с полуосевыми шестернями 5. Таким образом, корпус 3, получив вращение, ведет закрепленную в нем крестовину и сидящие на ней сателлиты, а они ведут своими зубьями полуосевые шестерни 5 и, следовательно, полуоси 2 и 1. Сателлиты 6, вращающиеся совместно с корпусом 3 вокруг оси вращения, могут в то же время совершать движение относительно корпуса, вращаясь вокруг своей оси. Если условия движения не требуют различной угловой скорости, то сателлиты не проворачиваются относительно корпуса и полуоси, а следовательно, и колеса моста вращаются с одинаковыми частотами вращения.

Как только сопротивление качению одного из колес станет больше, чем другого, скорость его снизится, сателлит же начнет вращаться вокруг своей оси, увеличивая соответственно частоту вращения другого колеса. Следовательно, введение дифференциала позволяет ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью, что устраняет износ шин и деталей трансмиссии, позволяет снизить расход топлива, но в то же время значительно ухудшает проходимость машины в плохих дорожных условиях.

Для устранения этого недостатка на колесных машинах повышенной проходимости предусмотрен механизм блокировки дифференциала. Принудительная блокировка дифференциала осуществляется муфтой 4.

Различают дифференциалы с коническими и цилиндрическими шестернями. Наибольшее распространение, как более простые по конструкции, получили конические дифференциалы.

На автомобилях повышенной проходимости широкое распространение имеют самоблокирующиеся дифференциалы высокого трения.

При любых соотношениях угловых скоростей полуосевых шестерен дифференциал делит подведенный к корпусу крутящий момент поровну между полуосями:

$$M_{л} = M_{п} = 0,5M_{дв}i_{к.п}i_0\eta_m, \quad (2.63)$$

где $M_{л}$ и $M_{п}$ – крутящий момент левой и правой полуоси; $M_{кор}$ – крутящий подводимый к корпусу дифференциала; $M_{дв}$ – крутящий момент на валу двигателя; $i_{к.п}$ – передаточное число коробки передач; i_0 – передаточное число главной передачи; η_m – механический КПД трансмиссии.

Расчетный момент полуосей ограничивается по сцеплению

$$M_{\max} = \frac{0,5G_{\text{сц}}\varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{б}}}, \quad (2.64)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес; φ – коэффициент сцепления; $r_{\text{к}}$ – радиус колеса; $i_{\text{б}}$ – передаточное число бортовой (колесной) передачи.

Помимо межколесных дифференциалов в ведущих мостах автомобилей повышенной проходимости (с двумя или тремя ведущими мостами) используются межосевые дифференциалы. Они выполняют по отношению к соединяемым ведущим мостам ту же роль, что и межколесный дифференциал по отношению к правому и левому колесам, позволяя передним и задним ведущим колесам вращаться с различной угловой скоростью. Наибольшее распространение на лесовозных автопоездах с колесной формулой 4×4 получили несимметричные межосевые дифференциалы, которые позволяют распределять крутящий момент между передним и задним ведущими мостами пропорционально приходящейся на них нагрузке в данный момент времени.

3.6.3. Полуоси. Крутящий момент от дифференциала передается к ведущим колесам с помощью валов, называемых полуосями.

Весь комплекс деталей от главной передачи и дифференциала до ступиц ведущих колес монтируется в полой балке, называемой ведущим мостом. Балки ведущих мостов могут быть штампованными и литыми, цельными и составными. Составные балки более прочны, чем цельные, при меньшей массе, но составные балки более трудоемки в изготовлении и их жесткость зависит от надежности соединения. На балке крепят рессоры, толкающие и реактивные штанги. Балка ведущего моста является несущей и через нее вес машины передается на колеса. При независимой подвеске балка ведущего моста делается разрезной, что дает возможность колесам перемещаться независимо одно от другого. В зависимости от того, управляемые или неуправляемые ведущие колеса, а также наличия колесного редуктора крутящий момент может передаваться валом и шарниром равных угловых скоростей, валом и колесным редуктором, полуосью, соединяющей ведущее колесо с дифференциалом. Конструкция подшипникового узла ведущего колеса определяется характером и степенью нагружения полуоси. В зависимости от этого полуоси делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные.

Полуоси могут быть нагруженные вертикальной нагрузкой Z , продольной P_x и поперечной P_y силой (рис. 2.94), которая возникает при крене или при взаимодействии с неровностями. Кроме этого, полуось передает крутящий момент на ведущее колесо.

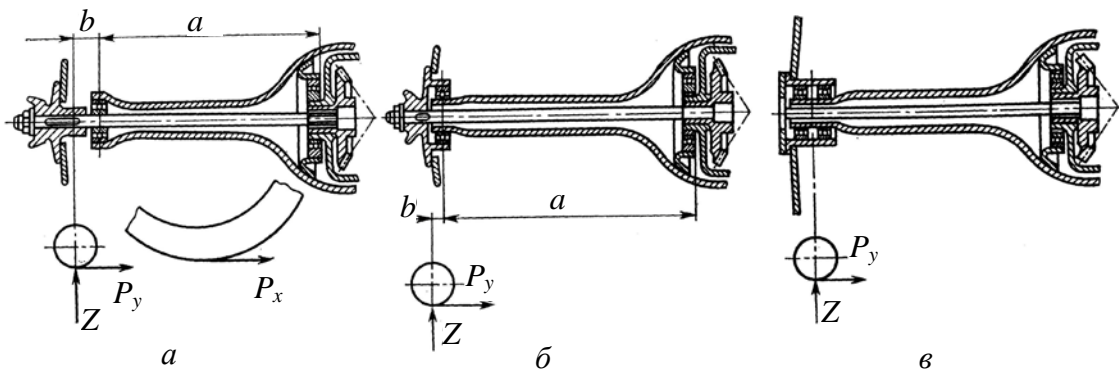


Рис. 2.94. Типы полуосей:

a – полуразгруженная; *б* – разгруженная на три четверти;
в – полностью разгруженная

Полуразгруженная полуось (рис. 2.94, *a*) работает на изгиб под действием сил Z , P_x и P_y и кручение от момента M_k . При этом моменты от сил Z и P_x незначительны, так как плечо b выбирают минимальным, а момент от поперечной силы P_y может достичь значительной величины. По такой схеме выполняют полуоси легковых автомобилей.

В конструкции полуоси, разгруженной на три четверти (рис. 2.94, *б*), ведущее колесо опирается через подшипник на балку заднего моста и одновременно на полуось, поэтому полуось работает на кручение и лишь частично на изгиб.

В грузовых автомобилях большой грузоподъемности обычно применяются полностью разгруженные полуоси (рис. 2.94, *в*). Ведущее колесо через подшипниковый узел опирается непосредственно на балку моста. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты от сил взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются балкой моста, не нагружая полуось, которая работает только на кручение. У автомобилей высокой проходимости передние колеса одновременно являются ведущими и управляющими. В этом случае в привод вводятся карданы равных угловых скоростей или синхронные карданные передачи.

3.6.4. Механизмы поворота гусеничных тракторов. Устройство для поворота большинства гусеничных тракторов представляет собой самостоятельный механизм, размещенный за главной передачей. От двигателя к главной передаче передается один поток мощности, который далее распределяется между правой и левой гусеницами механизмом поворота.

На ряде гусеничных трелевочных тракторов применяются сухие

многодисковые фрикционные муфты поворота (рис. 2.95). На поперечном валу 9, получающем вращение от главной передачи 1, на шлицах с обеих сторон расположены ведущие барабаны 10 с зубьями по всей их длине, на которые надеваются ведущие диски 11, чередующиеся с ведомыми дисками 7. В свою очередь, ведомые диски 7 своими наружными зубьями соединяются с ведомым барабаном 6. Таким образом, устанавливается по 15 ведущих и ведомых дисков, которые прижимаются друг к другу пружинами 4 между опорным 3 и нажимным 8 дисками. Предварительно сжатые пружины надеты на пальцы, связанные с нажимным диском и проходящие в отверстия ведущего барабана. Ведомые барабаны соединены с ведущими шестернями бортовых передач. На ступице нажимного диска смонтирован механизм выключения 13 с радиально-упорным подшипником. На ведомых барабанах расположены ленточные тормоза 2, установленные в кронштейнах корпуса заднего моста. Лента тормоза стальная с фрикционной накладкой для увеличения трения.

Управление муфтами поворота и тормозами заблокировано и осуществляется из кабины трактора через систему тяг и рычагов. При повороте трактора вначале выключается муфта, а затем включается тормоз. При прямолинейном движении трактора обе муфты поворота замкнуты, а тормоза выключены. Крутящий момент от поперечного вала главной передачи передается с помощью шлицев ведущим барабанам, от них с помощью зубьев ведущим дискам, от которых за счет трения ведомым дискам. Ведомые диски своими зубьями вращают ведомый барабан, соединенный с ведущей шестерней бортовой передачи, которая передает крутящий момент ведущей звездочке.

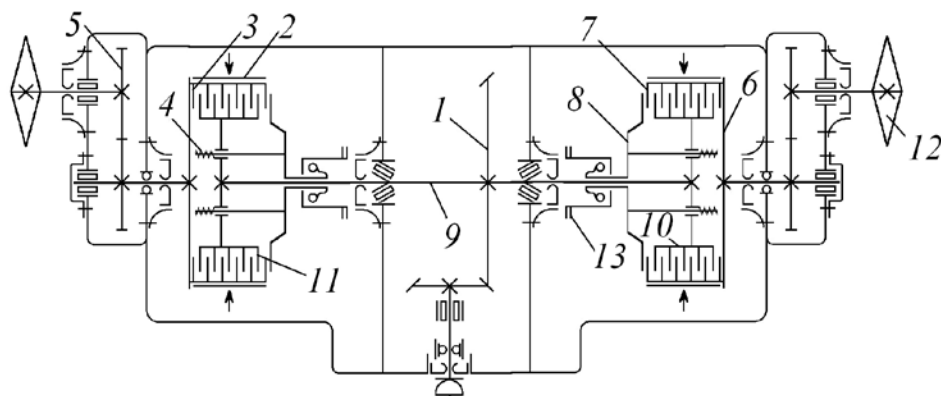


Рис. 2.95. Многодисковая муфта поворота:

- 1 – главная передача; 2 – ленточный тормоз; 3 – опорный диск;
- 4 – пружина; 5 – бортовая передача; 6 – ведомый барабан;
- 7 – ведомые диски; 8 – нажимной диск; 9 – поперечный вал;
- 10 – ведущий барабан; 11 – ведущие диски;

12 – ведущая звездочка; 13 – механизм выключения

Чтобы повернуть трактор, необходимо выключить муфту с той стороны, в которую будет производиться поворот. При этом сжатие ведущих и ведомых дисков уменьшается, и они будут проворачиваться относительно друг друга. В зависимости от степени пробуксовки дисков выключенной муфты к отстающей гусенице подводится меньшее значение крутящего момента, что вызывает замедление ее поступательной скорости движения, в то время как забегающая гусеница с большим значением подводимого крутящего момента продолжает двигаться примерно с той же линейной скоростью. За счет разности подводимых крутящих моментов и скоростей движения гусениц происходит поворот гусеничного трактора. Для крутых поворотов необходимо при полностью выключенной муфте затянуть ленточный тормоз, охватывающий ведомый барабан выключенной муфты.

Значение момента, необходимого для поворота гусеничной машины, можно определить по формуле

$$M_{\phi} = \frac{0,5B}{R_3}(M_{\text{кр}} - 2M_r), \quad (2.65)$$

где B – колея трактора; $M_{\text{кр}}$ – момент, подведенный к мосту на повороте; M_r – момент трения отстающего фрикциона; R_3 – радиус ведущей звездочки.

Достоинством рассматриваемого типа механизма поворота является то, что при прямолинейном движении, когда муфты включены, гусеницы трактора жестко связаны друг с другом. Это обеспечивает высокую проходимость машины, и при достаточном сцеплении с грунтом ее не уводит в сторону, как при некоторых других типах механизмов поворота.

Недостатком данного типа механизмов поворота являются большие потери на трение между дисками при выключении муфты, быстрый износ дисков и необходимость частого выполнения регулировок.

На ряду с фрикционными механизмами поворота используются и планетарные. По кинематическому признаку планетарные механизмы поворота (ПМП) могут быть одноступенчатые и двухступенчатые. Двухступенчатые ПМП значительно сложнее и применяются в основном на тяжелых гусеничных тракторах промышленного назначения. По конструктивному исполнению планетарные механизмы поворота могут быть разнесенного типа (каждый механизм на свой борт) и сдвоенного типа, размещаемого в одном узле с главной передачей.

На рис. 2.96 приведена кинематическая схема сдвоенного плане-

тарного механизма поворота, размещенного в корпусе главной передачи. Ведущим звеном в таком механизме поворота является коронная шестерня 8, жестко связанная с корпусом ПМП. В данной конструкции ПМП представляет собой понижающую планетарную передачу от коронной шестерни 8 к водилу 5 при неподвижной солнечной шестерне 9.

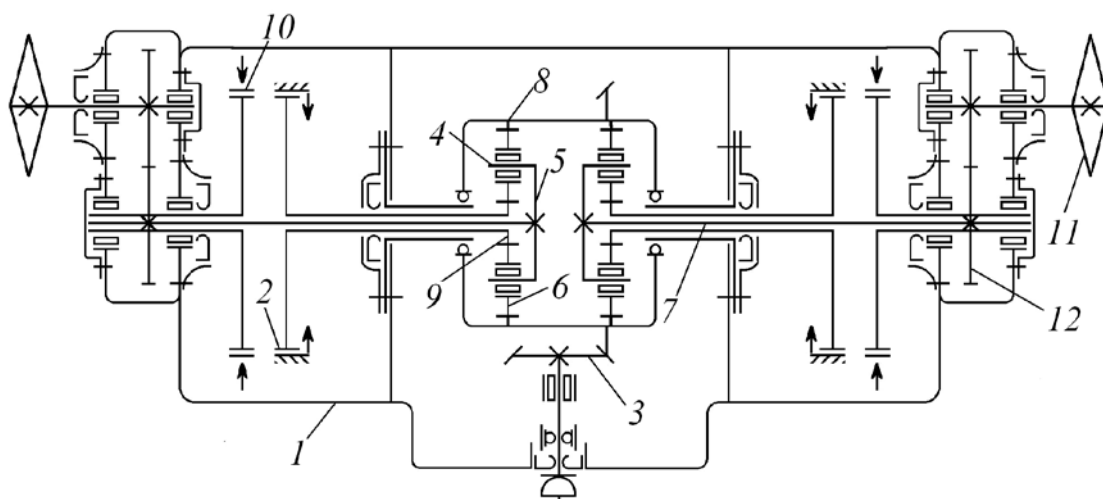


Рис. 2.96. Сдвоенный планетарный механизм поворота:

- 1 – корпус заднего моста; 2 – тормоз солнечной шестерни; 3 – главная передача; 4 – ось сателлита; 5 – водило; 6 – сателлит; 7 – соединительный вал; 8 – коронная шестерня; 9 – солнечная шестерня; 10 – тормоз водила; 11 – ведущая звездочка; 12 – бортовая передача

При крутом повороте ПМП отстающей гусеницы не передает крутящего момента, а затормаживание его водила приводит к тому, что гусеница не катится, а стремится скользить. Вторая гусеница, забегающая вперед, заставляет поворачиваться трактор относительно заторможенной гусеницы.

При прямолинейном движении трактора тормоза 2 солнечных шестерен затянуты. Остановочные тормоза (тормоза водила) 10 отпущены. Крутящий момент от главной передачи 3 поступает на корпус ПМП и, следовательно, на коронную шестерню 8, которая с ним жестко связана. Коронная шестерня ведет оба ряда сателлитов 6, которые, обкатываясь по неподвижным солнечным шестерням, увлекают водила 5 обоих бортов в сторону вращения коронной шестерни. Далее крутящий момент через шестерни бортовой передачи 12 поступает на ведущие звездочки 11.

При повороте отпускают тормоз солнечной шестерни той стороны, в которую необходимо повернуть трактор. В результате расторможенная солнечная шестерня 9 начнет вращаться в сторону, обрат-

ную вращению коронной шестерни 8. Скорость вращения водила 5 этого борта уменьшается, и трактор будет плавно поворачиваться. Чтобы повернуть круто, необходимо затянуть тормоз водила 10 этого борта, растормозив соответствующую солнечную шестерню.

Тормозной момент поворота для одноступенчатого планетарного механизма определяется по формуле

$$M_{\text{п}} = \frac{0,65G\varphi R_3}{i_{\text{м.п}}\eta_{\text{м.п}}\eta_{\text{г}}}, \quad (2.66)$$

где G – вес машины; φ – коэффициент сцепления гусениц с грунтом; R_3 – радиус ведущей звездочки; $i_{\text{м.п}}$ – передаточное число механизма поворота; $\eta_{\text{м.п}}$ – КПД механизма поворота; $\eta_{\text{г}}$ – КПД потерь в гусеничной ленте.

В отличие от сдвоенного планетарного механизма поворота у разнесенного ПМП ведущим звеном является не коронная, а солнечная шестерня левого и правого одноступенчатых ПМП. Поворот гусеничного трактора возможен в трех режимах: при неполном выключении тормоза корпуса ПМП; при полном выключении тормоза корпуса ПМП; при полном выключении тормоза корпуса ПМП и включенном остановочном тормозе (тормозе водила).

Основными преимуществами планетарных механизмов поворота по сравнению с многодисковыми фрикционными муфтами являются: большой срок службы, стабильность регулировок, меньшие усилия на рычагах управления, меньшие габариты и масса, обеспечение увеличения передаточного числа трансмиссии, что позволяет уменьшить передаточное число главной передачи и коробки передач и, таким образом, снизить нагрузки и повысить срок службы этих агрегатов.

3.6.5. Бортовые (колесные) передачи. На гусеничных тракторах получили распространение в качестве бортовых передач одноступенчатые цилиндрические редукторы с прямозубыми шестернями. Такая бортовая передача служит для увеличения подводимого к ведущей звездочке крутящего момента. Ведущая шестерня такой передачи установлена на ведомом валу механизма поворота, а ведомая шестерня – на валу ведущей звездочки. Такие бортовые передачи при определенной компоновке позволяют увеличить дорожный просвет трактора.

На лесовозных автомобилях и колесных тракторах наибольшее распространение получили колесные планетарные передачи. В этом случае планетарный редуктор устанавливается непосредственно в ступицу колеса и обеспечивает увеличение крутящего момента, под-

водимого к колесу. Планетарные передачи в сравнении с обычными обладают следующими преимуществами: увеличенный срок службы шестерен, бесшумность работы, малые массово-габаритные параметры, разгруженность большинства подшипников, отсутствие длинных валов, высокий КПД. К недостаткам планетарных передач относятся сложность изготовления и достаточно большое число деталей.

§ 4. Ходовая часть тракторов и автомобилей, общее устройство

4.1. Назначение и классификация

Ходовая часть преобразует вращательное движение ведущих колес (звездочек гусениц) в поступательное движение лесной машины. Она должна обеспечивать хорошее сцепление движителя с грунтом, необходимую плавность хода, смягчать и поглощать удары, передающиеся от неровностей пути, минимальное и равномерное давление на опорную поверхность, устойчивое прямолинейное движение и хорошую управляемость. Ходовая часть (рис. 2.97) состоит из остова (рамы), подвески и движителя (колесного или гусеничного).

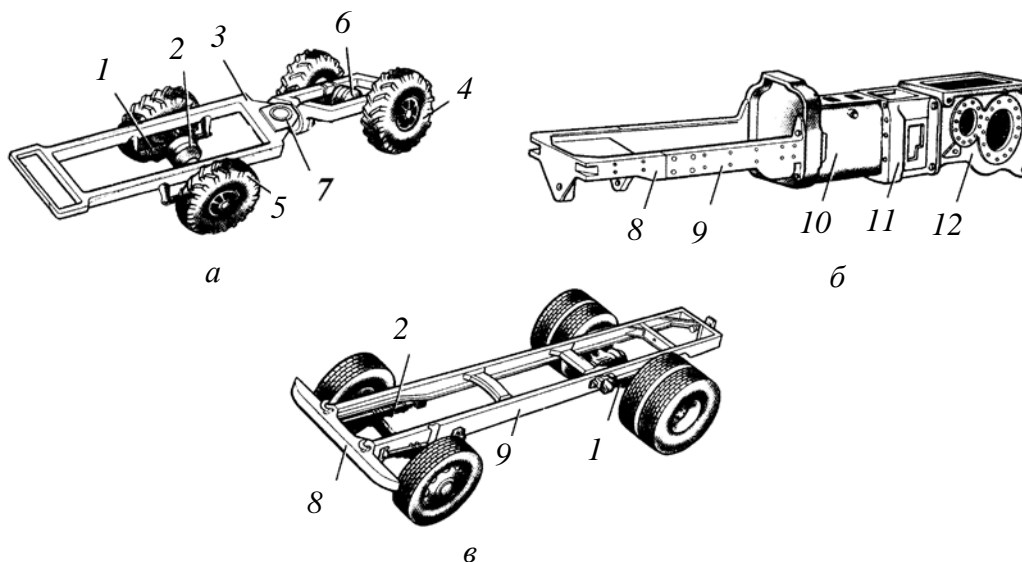


Рис. 2.97. Ходовая часть: *а* – ходовая часть трактора общего назначения; *б* – остов универсально-пропашного трактора; *в* – ходовая часть грузового автомобиля; *1* – подвеска; *2* – передний мост; *3* – остов; *4* и *5* – задние и передние колеса; *6* – задний мост; *7* – двойной шарнир; *8* – передняя балка; *9* – продольная балка (лонжерон); *10* – корпус сцепления;

11 – корпус коробки передач; 12 – корпус заднего моста

Все виды нагрузок, действующих на ходовую часть, делятся на постоянные (медленно изменяющиеся), кратковременные (максимальные) и переменные по величине (постоянно действующие).

К постоянно действующим или медленно меняющимся нагрузкам относятся вес машины, технологического оборудования и груза, средние значения сил сопротивления движению лесотранспортной системы, силы сопротивления орудий, тяговое усилие лебедки и т. п.

К кратковременным относят нагрузки, длительность действия которых меньше или соизмерима с максимальным периодом собственных колебаний системы.

Переменные по величине и постоянно действующие нагрузки возникают в деталях ходовой части при выполнении операций технологического цикла и при движении лесной машины. Они зависят от случайных факторов – микронеровностей пути, изменяющихся сил сопротивления движению. Эти нагрузки вызывают колебания элементов лесной машины и являются причиной возникновения усталостных повреждений.

У колесных тракторов различают рамные, полурамные и безрамные остовы. Остовом называют основание, соединяющее части трактора в единое целое.

Рамный остов представляет собой клепаную или сварную раму из стальных элементов различного профиля, на которой устанавливают узлы и агрегаты трактора или автомобиля.

Полурамный остов (рис. 2.97, б) – это объединенная конструкция отдельных корпусов трансмиссии и балок полурамы.

Безрамный остов представляет собой общую жесткую систему, состоящую из корпусов агрегатов трансмиссии и двигателя.

4.2. Рама и подвеска автомобилей и колесных тракторов

Рама автомобиля (рис. 2.97, в) изготовлена из двух продольных балок (лонжеронов) швеллерного сечения и нескольких поперечных балок, соединенных между собой заклепками. Для увеличения жесткости на раме приварены косынки и угольники, а для крепления агрегатов установлены кронштейны.

Рама колесного трактора общего назначения – шарнирно-сочлененная (рис. 2.97, а). Состоит из двух полурам, соединенных между собой двухступенным шарниром, который обеспечивает поворот полурам друг относительно друга в горизонтальной ($\pm 40^\circ$) и в

вертикальной ($\pm 15^\circ$) плоскостях.

Связь рамы с осями осуществляется при помощи подвески. Подвеска – это система устройств для упругой связи остова с колесами или гусеницами. Она смягчает удары от неровностей дороги (почвы). Подвеска включает упругие элементы, гасящие и направляющие устройства. При этом рессора, как правило, выполняет все три перечисленные функции. Классификация подвесок приведена на рис. 2.98.

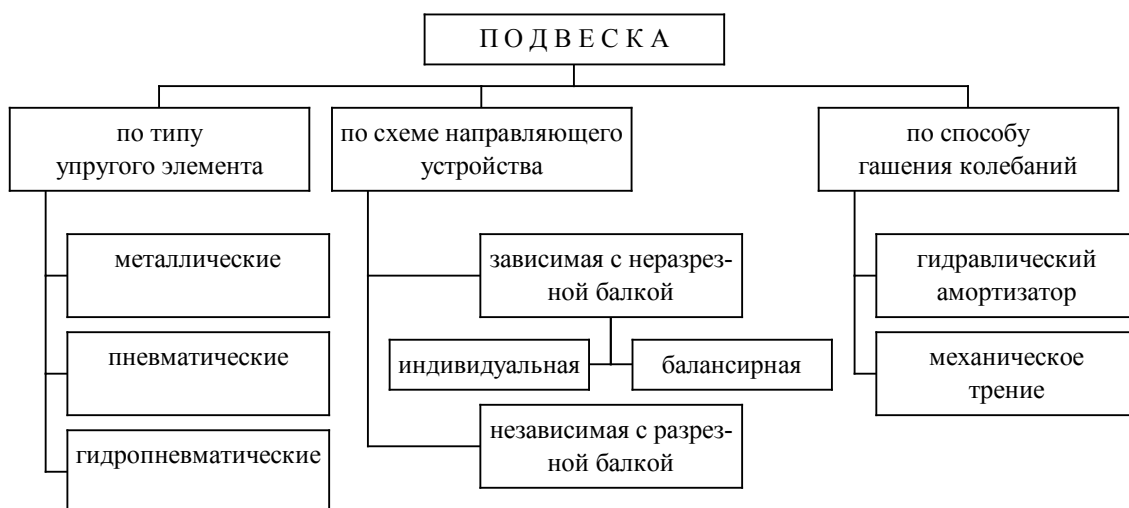


Рис. 2.98. Классификация подвесок

Подвеска (рис. 2.99, а) колесного трактора общего назначения установлена лишь в передней его части. К передней полураме на двух полуэллиптических рессорах подвешен передний мост. Рессоры жестко соединены с мостом стремлянками 7 и накладками 6, а с рамой – кронштейнами 3 через резиновые опоры. На раме трактора установлен резиновый буфер 4, смягчающий удары о раму при пробое подвески. Передняя подвеска подобной конструкции устанавливается и на грузовом автомобиле.

В задней подвеске (рис. 2.99, б) автомобиля, кроме основных задних рессор 8, имеются дополнительные рессоры 13. Они закреплены вместе с основной рессорой стремлянками, а их концы располагаются напротив полок опорных кронштейнов 12. На порожнем автомобиле дополнительные рессоры не работают, а при нагрузке и увеличении прогиба основных рессор они упираются концами в кронштейны и включаются в работу.

Статическая нагрузка на рессору:

$$P_c = \frac{z_0 - k_i G_a}{2}, \quad (2.67)$$

где z_0 – опорная реакция; k_i – коэффициент неподрессоренных масс; G_a – вес автомобиля.

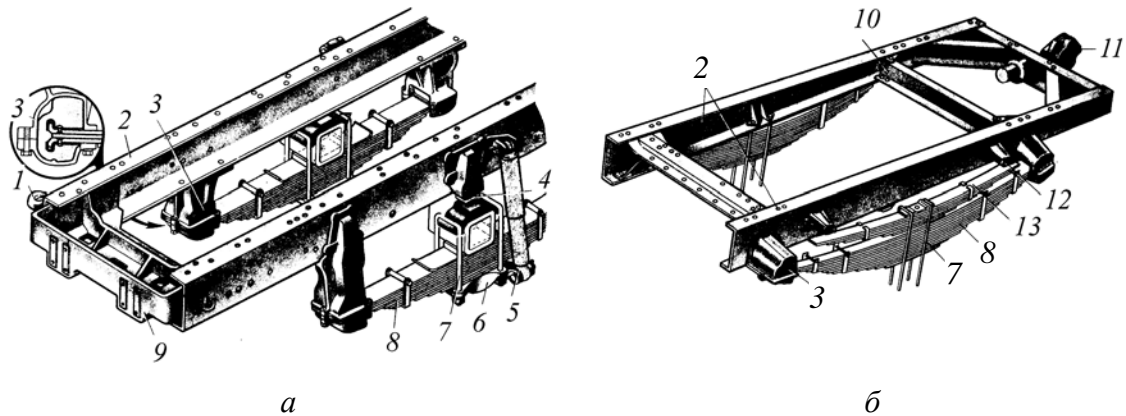


Рис. 2.99. Передняя подвеска трактора (а) и задняя подвеска автомобиля (б):
 1 – крюк; 2 – продольная балка (лонжерон); 3 – кронштейн рессоры;
 4 – резиновый буфер; 5 – амортизатор гидравлический; 6 – накладка;
 7 – стремянка; 8 – рессора; 9 – передняя балка; 10 – поперечная балка;
 11 – буксирное устройство; 12 – кронштейн дополнительной рессоры;
 13 – дополнительная рессора (подрессорник)

Статический прогиб несимметричной полуэллиптической рессоры определяется по формуле

$$f_c = \frac{\delta_p P_c l_3^3}{48EJ_0} (1 - \varepsilon^2)^2, \quad (2.68)$$

где δ_p – коэффициент деформации (1,25–1,45); l_3 – эффективная длина рессоры; E – модуль упругости первого рода; J_0 – суммарный момент инерции всех листов в среднем сечении рессоры; ε – коэффициент асимметрии.

Статический прогиб симметричной рессоры определяется по формуле

$$f_c = \frac{\delta_p P_c l_3^3}{48EJ_0}. \quad (2.69)$$

Жесткость рессоры:

$$c = \frac{P_c}{f_c}. \quad (2.70)$$

На трехосных большегрузных автомобилях применяют заднюю балансирную тележку (рис. 2.100) с реактивными штангами 4, запрессованными в кронштейны, которые болтами крепятся к лонжеронам рамы. Упругость передней и задней подвесок совместно с автономной подвеской кабины и подрессоренным сиденьем водителя обеспечива-

ет требуемую плавность хода автомобиля и изолирует водителя от вибраций и толчков.

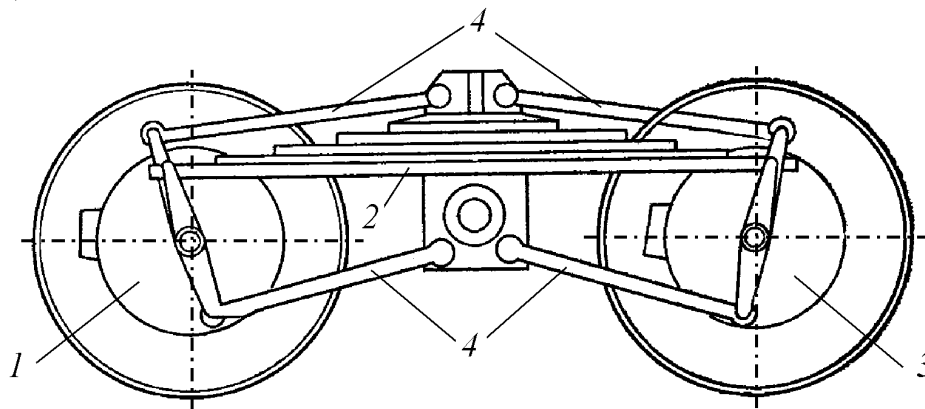


Рис. 2.100. Задняя подвеска трехосного автомобиля:
1 – средний мост; 2 – рессора; 3 – задний мост; 4 – реактивные штанги

Оси колесных машин обеспечивают передачу толкающих и тормозных усилий, воспринимают силы, действующие между рамой и дорогой. Конструктивно оси мостов выполняются в виде кованных стальных, литых чугунных или штампованно-сварных стальных балок. Принята следующая классификация балок мостов (рис. 2.101).

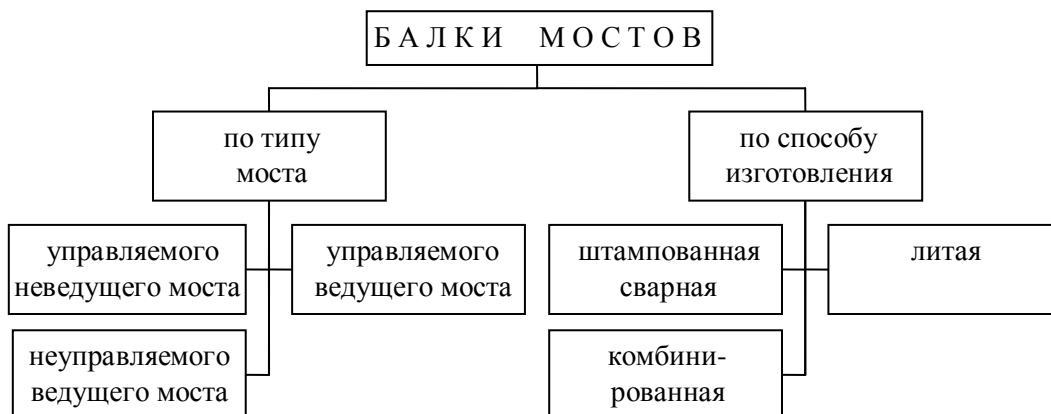


Рис. 2.101. Классификация балок мостов колесных машин

Передняя ось (рис. 2.102, а) на грузовых автомобилях изготовлена в виде двутавровой балки с отогнутыми вверх концами. Для крепления рессор на оси выполнены площадки. На концах оси расположены бобышки с проушинами, в которые вставлены шкворни 3, соединяющие переднюю ось с поворотными цапфами 1 колес. Чтобы облегчить поворот колес, между проушиной цапфы и бобышками оси помещен опорный шариковый подшипник 6. На оси цапфы в двух кони-

ческих роликовых подшипниках установлена ступица переднего управляемого колеса.

Шкворни поворотных цапф имеют продольные (рис. 2.102, б) и поперечные (рис. 2.102, в) наклоны, благодаря чему облегчается управление автомобилем, повышается безопасность движения, так как колеса стремятся занять положения, соответствующие движению по прямой.

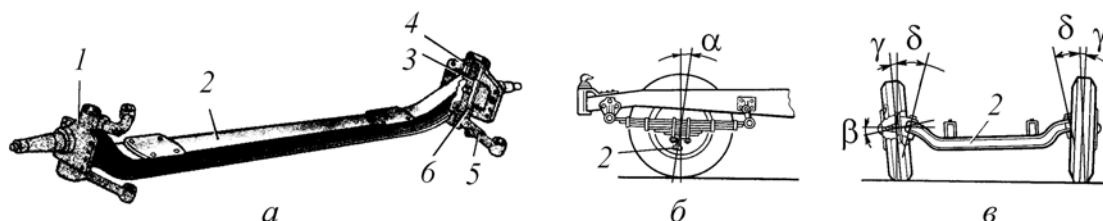


Рис. 2.102. Передняя ось автомобиля:

а – устройство; *б* – схема продольного наклона шкворня; *в* – схема поперечного наклона шкворня; 1 – поворотная цапфа; 2 – двутавровая балка; 3 – шкворень; 4 – масленка; 5 – поворотный рычаг; 6 – опорный подшипник; α – угол продольного наклона шкворня; β – угол наклона оси цапфы; γ – угол развала колес; δ – угол поперечного наклона шкворня

Для уменьшения толчков, передаваемых на рулевой механизм, и разгрузки наружного подшипника ступицы колеса оси цапф наклонены концами вниз. Благодаря этому передние колеса устанавливаются с развалом.

Чтобы уменьшить проскальзывание покрышек и их износ, передние колеса устанавливают с некоторым схождением, расстояние между шинами колес впереди должно быть меньше, чем сзади, на 3–4 мм. Угол наклона шкворней и развал колес не регулируют, а схождение колес регулируют тягами.

Передняя подвеска универсально-пропашного трактора (рис. 2.103, а) имеет цилиндрическую пружину 5, установленную внутри полого кулака б.

Пружина опирается внизу на опорный шариковый подшипник 4, сидящий на поворотной цапфе, а сверху – в стенки кулака. Поворотная цапфа помещена во втулках кулака.

Разъемное болтовое соединение поворотной цапфы с фланцем 12 (рис. 2.103, б) оси колеса служит для регулирования дорожного просвета трактора. Резиновый буфер, установленный в нижней части поворотной цапфы, снижает силу ударов, возникающих при полном сжатии пружины.

Кулаки приварены к выдвигаемым полуосям, которые помещены в

корпус (кожух) 9 переднего моста. Выдвижная полуось некоторых тракторов имеет ряд отверстий, расположенных через 50 мм. С помощью этих отверстий она устанавливается в передней оси, позволяя менять колею направляющих колес в определенных пределах (в зависимости от междурядий обрабатываемой культуры). Положение полуосей в кожухе переднего моста, соответствующее требуемой колее, фиксируется штифтом 8 в отверстиях полуоси и кожуха.

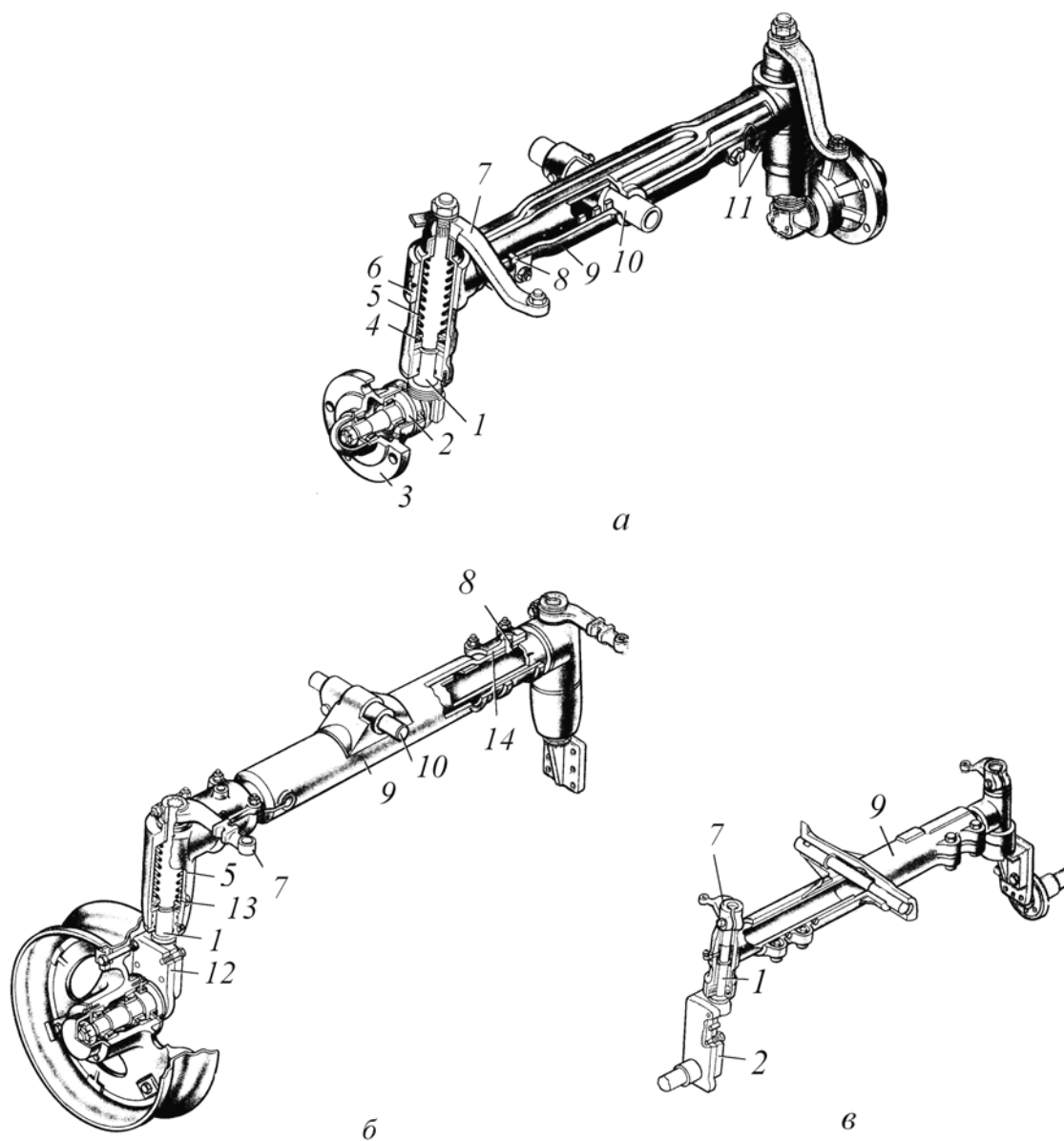


Рис. 2.103. Передние мосты пропашных тракторов
а, б – с эластичной подвеской; *в* – жесткой подвеской: 1 – поворотная цапфа; 2 – ось поворотной цапфы; 3 – ступица колеса; 4 – опорный подшипник; 5 – пружина; 6 – выдвижной кулак; 7 – поворотный рычаг; 8 – штифт;

9 – корпус переднего моста; 10 – ось качания переднего моста относительно остова трактора; 11 – болты крепления выдвигного кулака; 12 – фланец составной цапфы; 13 – масленка; 14 – хомут крепления выдвигного кулака

На верхние концы поворотных цапф на шлицах установлены поворотные рычаги 7 рулевого управления.

Передние мосты некоторых пропашных тракторов (малого класса) имеют жесткую подвеску (рис. 2.103, в). Роль упругих элементов подвески выполняют пневматические шины.

Для получения мягкой подвески, хорошо гасящей колебания, необходимо слабое механическое трение в подвеске. Основное гашение колебаний производится вязким трением. Для этих целей предназначены амортизаторы. Амортизаторы (рис. 2.104) также гасят колебания рессор, вызванные наездом колеса на препятствие. На автомобилях и тракторах применяют жидкостные телескопические амортизаторы двойного действия. Простейший амортизатор состоит из цилиндрического корпуса, в котором расположен шток 3 (рис. 2.104, б) с поршнем 5. Поршень и шток имеют уплотнение в виде манжет 6. В поршне расположены клапаны 4 и 7. Амортизатор при помощи проушины 1 крепится с одной стороны к кронштейну рамы, а с другой – с передней оси. Рабочие полости амортизатора заполнены амортизационной жидкостью, которая, как правило, состоит на 50% из трансформаторного масла и на 50% из турбинного.

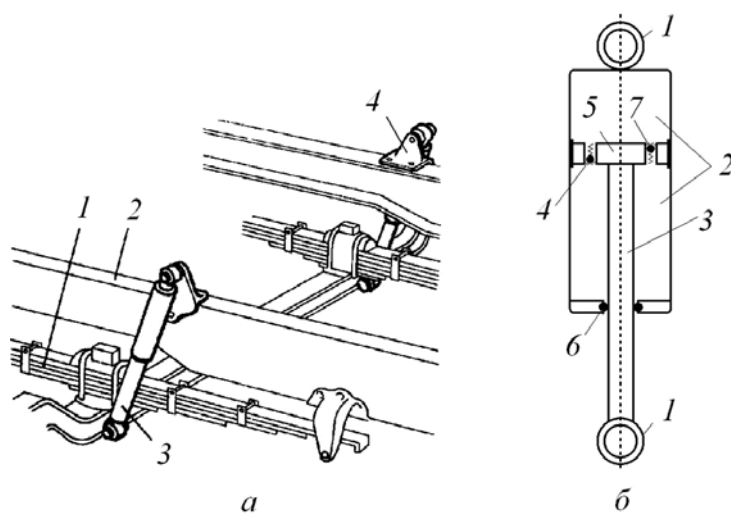


Рис. 2.104. Амортизатор: а – общий вид:
 1 – рессора; 2 – рама; 3 – амортизатор; 4 – кронштейн рамы;
 б – схема амортизатора: 1 – проушина; 2 – рабочие полости амортизатора; 3 – шток; 4 – клапан отдачи; 5 – поршень;
 6 – уплотнитель; 7 – клапан сжатия

Принцип действия амортизатора основан на том, что сопротивление жидкости при перетекании ее через малые отверстия тормозит перемещение движущихся частей амортизатора. Амортизаторы двустороннего действия оказывают сопротивление при прогибе и отдаче рессор.

Принцип работы простейшего амортизатора заключается в следующем. При наезде колеса на препятствие рессора прогибается, и амортизатор сжимается. Поршень 5 перемещается вверх, и жидкость через клапан 7 сжатия и калиброванные отверстия перетекает в полость под поршнем. При отдаче рессоры амортизатор растягивается. В полости под поршнем создается давление, под действием которого клапан сжатия 7 в поршне 5 закрывается, а клапан 4 отдачи открывается, и жидкость через отверстие малого проходного сечения в поршне и клапан отдачи протекает в надпоршневое пространство.

В последнее время ведутся работы по разработке и применению на лесовозных автопоездах управляемых амортизаторов, жесткость которых зависит от качества дорожного покрытия и стиля вождения водителя. Управление таким амортизатором производится при помощи бортового компьютера на основании данных, получаемых от датчиков. Рабочим телом в таких амортизаторах является магнитореологическая жидкость.

Принцип работы и устройства амортизатора с магнитореологической жидкостью заключается в следующем. В амортизаторной жидкости содержатся магнитные частицы размером от 3 до 10 мкм. Под действием магнитного поля, создаваемого электрической катушкой, расположенной внутри амортизатора, они выстраиваются в определенном положении в ряды «поперек» потоку масла, увеличивая его вязкость. Таким образом, вязкость амортизаторной жидкости при помощи электромагнитов изменяется электронным процессором в зависимости от хода подвески, скорости вращения колес, положения рулевого колеса и температуры амортизаторной жидкости. Это позволяет обеспечить высокую плавность хода и управляемость автомобиля.

Перспективным направлением является применение пневматической подвески на лесовозных автопоездах. В качестве упругого элемента в таких подвесках выступает сжатый воздух, заключенный в специальные эластичные баллоны. В случае использования вместо воздуха гидравлической жидкости такая подвеска считается гидравлической. В гидропневматических подвесках роль упругого элемента выполняет одновременное использование сжатого воздуха и гидравлической жидкости.

Преимуществами пневматических и гидропневматических подвесок являются большая энергоемкость упругих элементов в основном рабочем диапазоне и при больших прогибах, обеспечение эффективного снижения амплитуды колебаний, меньшая нагруженность амортизаторов и увеличенный их срок службы, простота в регулировке дорожного просвета, высокая унификация элементов подвески передних и задних мостов, высокая долговечность пневмоэлементов (до 1 млн. км пробега при движении по дорогам с улучшенным дорожным покрытием), независимость величины дорожного просвета от степени загрузки автопоезда.

Общее устройство пневматической подвески приведено на рис. 2.105.

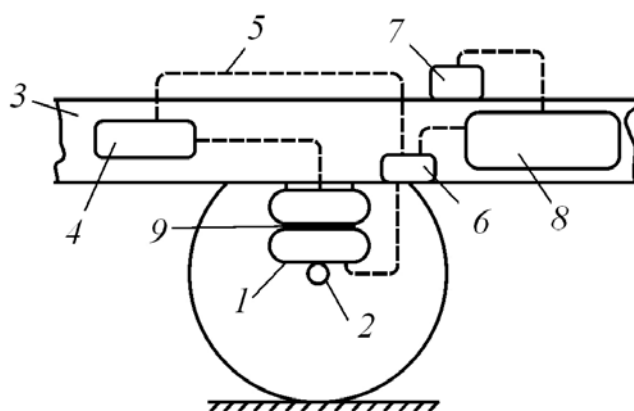


Рис. 2.105. Принципиальная схема пневматической подвески:
 1 – резинокордный упругий элемент; 2 – ось колеса;
 3 – рама; 4 – дополнительный воздушный ресивер;
 5 – воздуховод; 6 – регулирующий блок; 7 – компрессор;
 8 – основной воздушный ресивер; 9 – ограничительное кольцо

В качестве резервуара для сжатого воздуха в пневматических подвесках используется резинокордный двойной упругий элемент (пневмобаллон). Он устанавливается между опорными фланцами рамы и моста. При этом буртики баллона зажимаются между фланцами, обеспечивая, таким образом, герметичность. Ограничительное кольцо 9 препятствует радиальному расширению баллона, обеспечивая правильное складывание оболочек баллона при сжатии. В процессе движения основная нагрузка от транспортного средства и толчки со стороны дороги воспринимаются резинокордным упругим элементом 1, наполненным сжатым воздухом. Воздух нагнетается компрессором 7 в основной воздушный ресивер 8. Регулирование давления воздуха в системе производится при помощи управляющего бло-

ка 6 и дополнительного воздушного ресивера 4.

Пневмобаллон состоит из нескольких слоев прорезиненной кордной ткани (каркаса) с внутренним герметизирующим воздухопроницаемым и маслостойким слоем и внешним защитным слоем. Внешний защитный слой изготавливается из неопрена, стойкого к солнечной радиации, озону и нефтепродуктам.

Иногда в качестве упругих элементов используются рукавные упругие элементы поршневого типа.

Преимуществами таких элементов по сравнению с резинокордными элементами являются меньшая масса, меньшие габаритные размеры, большая грузоподъемность. К недостаткам можно отнести их меньшую долговечность и высокую чувствительность к смещениям в поперечной плоскости.

В конструкции пневматических подвесок помимо упругих пневмоэлементов необходимо применение специальных ограничителей хода сжатия и отбоя, устройств, гасящих вертикальные колебания, и др.

4.3. Колеса лесных машин и тракторов

На современных лесных колесных машинах устанавливаются колеса с пневматическими шинами. В результате сцепления ведущих колес с грунтом их вращательное движение преобразуется в поступательное движение машины. Классификационные признаки колес современных лесных машин приведены на рис. 2.106.

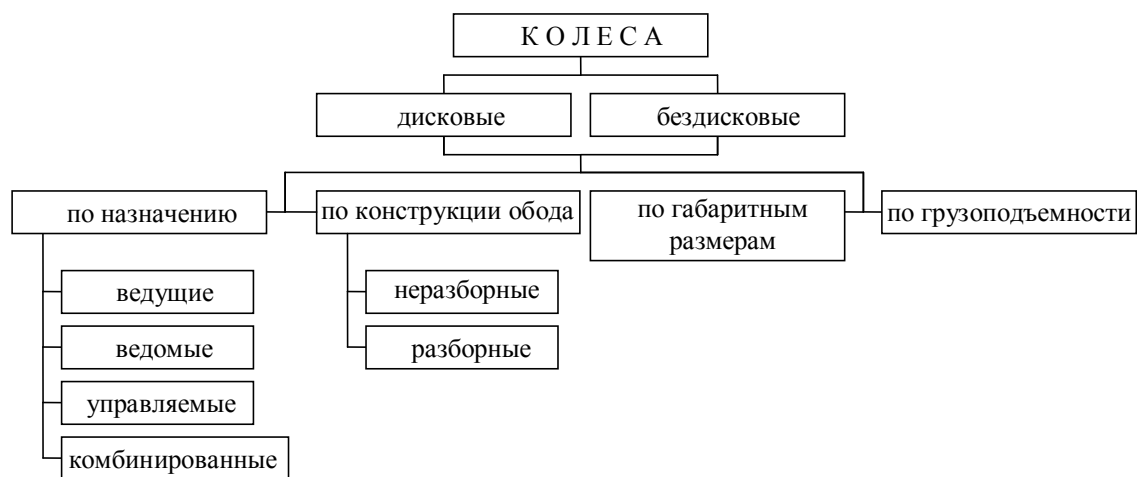


Рис. 2.106. Классификация колес

Грузовые автомобили и колесные тракторы общего назначения снабжены одинаковыми по размеру колесами. Универсально-пропашные

тракторы обычно имеют задние колеса большего размера, чем передние. На них приходится основная (до 70%) нагрузка от массы трактора, что обеспечивает лучшее сцепление колес с опорной поверхностью. Передние колеса несут меньшую нагрузку, чем задние, и поэтому легче управляются и обеспечивают хорошую прямолинейность движения, что важно при междурядной обработке лесных культур в питомниках.

Колеса грузовых автомобилей снабжены дисками (рис. 2.107, *a*) с плоским ободом. На ободе монтируют два съемных бортовых кольца, одно из которых неразрезное 3, а второе (замочное) разрезное 2. У некоторых автомобилей на ободе имеется только одно съемное разрезное кольцо 2, одновременно выполняющее функции замочного кольца.

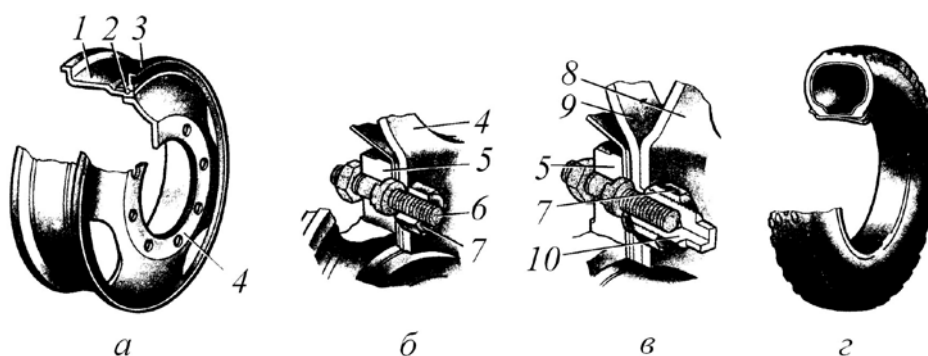


Рис. 2.107. Колеса:

a – дисковые; *б* – крепление диска переднего колеса; *в* – крепление диска заднего колеса; *г* – бездисковые; 1 – обод; 2 – разрезное съемное кольцо; 3 – неразрезное съемное кольцо; 4 – диск; 5 – ступица колеса; 6 – шпилька; 7 – гайка; 8 – диск наружного колеса; 9 – диск внутреннего колеса; 10 – колпачковая гайка

На дисках колес (рис. 2.107, *б*, *в*) выполнены конические отверстия, которыми колесо устанавливают на шпильки. Гайки 7 колес тоже имеют конус. Совпадение конусов гаек и отверстий на дисках обеспечивает точную установку колес. У грузовых автомобилей на ведущие задние полуоси устанавливают по два колеса. Внутренние колеса закреплены на шпильках колпачковыми гайками 10 с внутренней и наружной резьбой, а наружные колеса – гайками с конусом. Чтобы предотвратить самоотвертывание гаек при ускорении и торможении автомобиля, гайки левой стороны имеют левую резьбу, а гайки правой стороны – правую.

На некоторых грузовых автомобилях колеса не имеют дисков (рис. 2.107, *г*). Внутренняя поверхность обода такого колеса выполнена на конус. Колесо устанавливают на коническую поверхность ступицы и закрепляют прижимами. Между ободами задних сдвоенных колес установлено проставочное кольцо. Все шпильки колес

имеют правую резьбу

Ведущие и направляющие колеса универсально-пропашного трактора показаны на рис. 2.108. Каждое колесо состоит из ступицы 8, диска 9 с ободом 7 и покрышки 5 с камерой 6. Причем обод приварен к диску, а диски привернуты к ступице. На протекторе покрышки выполнены почвозацепы, которые улучшают сцепление шины с грунтом.

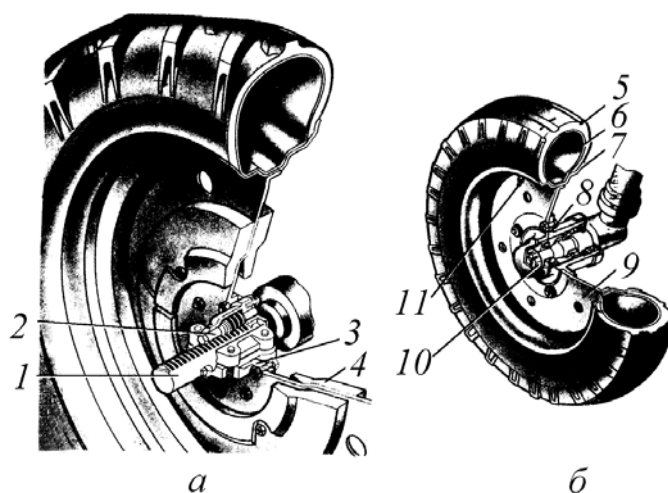


Рис. 2.108. Колеса пропашного трактора:

а – ведущее (трактор МТЗ-80);

б – направляющее (трактор МТЗ-80);

1 – полуось; *2* – червяк; *3* – вкладыш; *4* – груз;

5 – покрышка; *6* – камера; *7* – обод; *8* – ступица;

9 – диск; *10* – регулировочная гайка; *11* – вентиль

Ступица ведущего колеса закреплена на полуоси *1* с помощью шпонки и вкладыша *3*. Во вкладыше смонтирован червяк *2*, витки которого заходят в прорези полуоси. Вращая червяк, можно передвинуть ведущее колесо на полуоси и получить нужную для работы колею. Перед этим необходимо поднять домкратом заднюю часть трактора до отрыва колес от земли и ослабить болты крепления вкладыша к ступице колеса.

Для установки большой колеи диски ведущих колес трактора располагают выпуклостью вовнутрь. При этом вершины грунтозацепов покрышки, имеющих вид елочки, направляют по ходу вращения колеса. Ступица *8* переднего ведомого колеса вращается на двух роликовых конических подшипниках, установленных на полуоси цапфы и закрепленных корончатой гайкой *10*, которой регулируют подшипники. Для лучшего сцепления с почвой на шинах передних ведущих колес предусмотрены грунтозацепы.

Колеса трактора общего назначения – односкатные, с шинами

низкого давления, взаимозаменяемые. Каждое колесо состоит из покрышки 1 (рис. 2.109), камеры 2 и диска 4, который закреплен на восьми шпильках колесного редуктора.

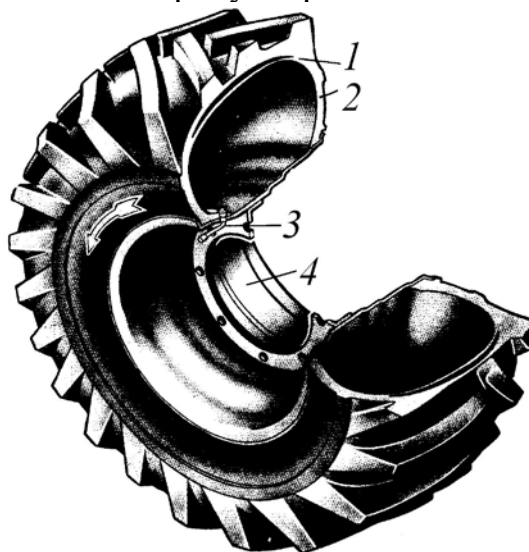


Рис. 2.109. Колесо трактора общего назначения: 1 – покрышка; 2 – камера; 3 – вентиль; 4 – диск

При широкой колее (1860 мм) колесо закрепляют выпуклостью диска вовнутрь трактора, а при узкой колее (1680 мм) – выпуклостью наружу. Чтобы переоборудовать трактор с узкой колеи на широкую или наоборот, переставляют колеса с одной стороны на другую. Покрышка имеет протектор с профилем повышенной проходимости.

4.4. Шины лесных колесных машин и тракторов

Шина, смонтированная на колесе, обеспечивает качение машины по дороге, смягчает толчки от неровностей дороги и способствует рассеянию энергии колебательных процессов. Классификация шин представлена на рис. 2.110.

От типа и назначения автомобиля или трактора зависят геометрические параметры шин. Размер шины ставится на боковой части покрышки, где также указывается завод изготовитель, порядковый номер и дата выпуска.

Основные геометрические параметры автомобильных и тракторных шин приведены на рис. 2.111. Для шин принято следующее чис-

ленное обозначение, например, 6,5R20 (180R508).

Первое число обозначает ширину профиля шины B (дюйм), второе – посадочный диаметр d (дюйм). В скобках может приводиться обозначение шины в миллиметрах. Буква R указывает на радиальное расположение корда – радиальная шина. L – диагональная шина (11,2–20 или 30,5L32).

В радиальной шине нити корда покрышки расположены радиально (по кратчайшему расстоянию между бортами). В отличие от обычных шин, в которых нити корда расположены диагонально (под углом друг к другу), радиальные шины более износостойки.

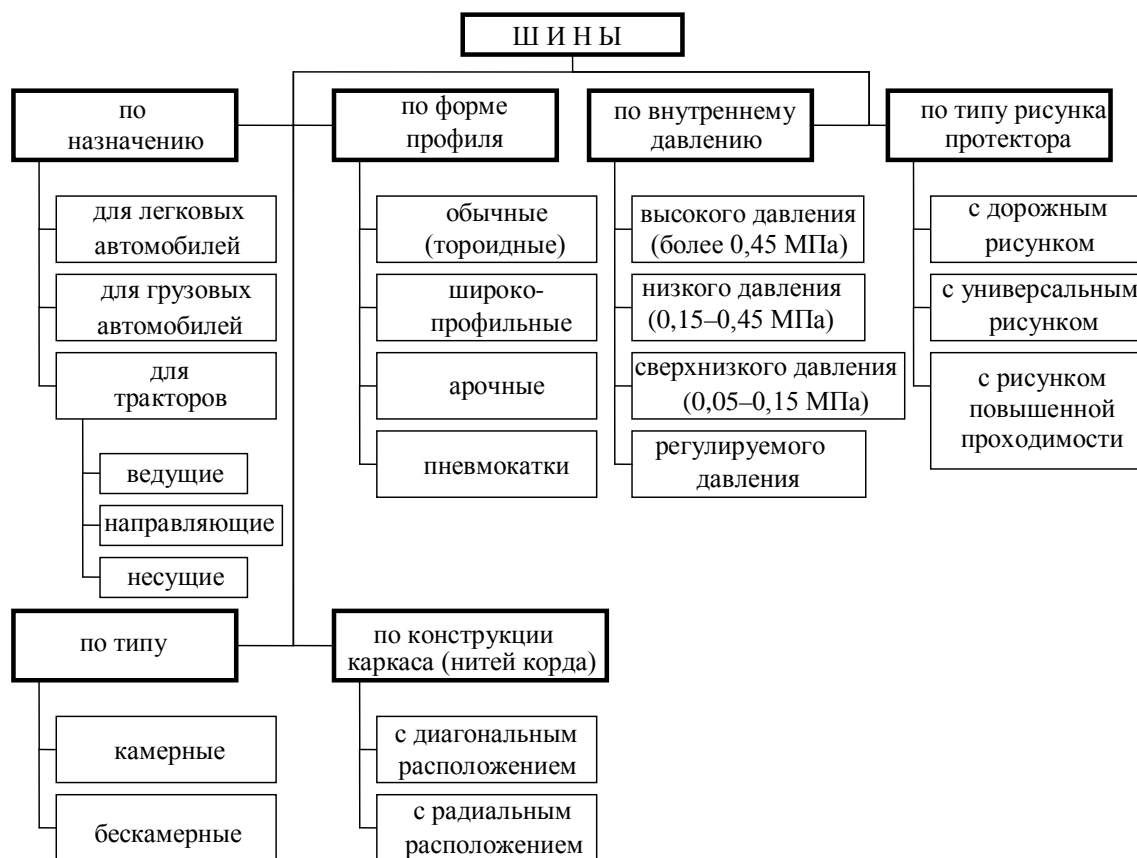


Рис. 2.110. Классификация шин

Для широкопрофильных шин принято обозначение в миллиметрах ($1300 \times 530 \times 533$) (D – наружный диаметр $\times B$ – ширина профиля $\times d$ – посадочный диаметр). Автомобильная пневматическая шина состоит из покрышки, камеры и ободной ленты. Покрышки состоят из каркаса 1, протектора 2 (беговой дорожки), боковой и бортовой частей (рис. 2.112). Для хороших дорог применяют шины с мелким дорожным рисунком протектора, а для плохих дорог и без-

дорожья – с крупным. Камера изготовлена в виде кольцевого эластичного резинового рукава. Для наполнения воздухом и удаления его камера имеет вентиль.

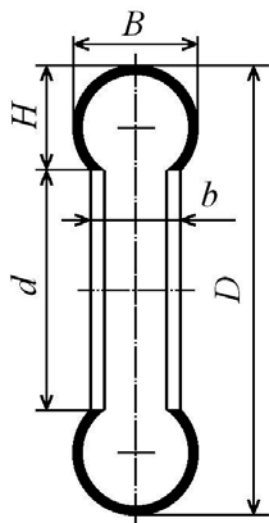


Рис. 2.111. Основные геометрические параметры автомобильных и тракторных шин:
 B – ширина профиля;
 H – высота профиля;
 d – посадочный диаметр;
 b – расстояние между бортовыми закраинами;
 D – наружный диаметр

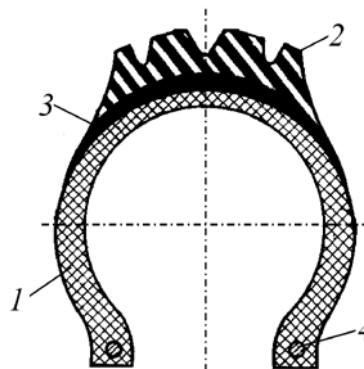


Рис. 2.112. Элементы конструкции шины:
 1 – каркас; 2 – протектор;
 3 – подушечный слой (брекер);
 4 – проволочное кольцо

Бесперебойная работа автомобиля и трактора во многом зависит от состояния шин. Во время их эксплуатации необходимо выполнять следующие правила:

- не допускать попадания на шины топлива и масла, очищать покрышки от грязи и посторонних предметов;
- соблюдать нормы давления в шинах, не допускать резкого торможения и резкого трогания с места;
- избегать крутых поворотов, так как это приводит к неравномерному износу шин;
- не допускать работу с большим буксованием ведущих колес.

При вращении колеса автомобиля возникают большие центробежные силы. Если масса колеса по окружности неодинакова, то появляется биение и покрышка разрушается быстрее. Для балансировки колес используют грузики, которые можно перемещать по окружности обода.

Износ шин неодинаков, задние шины изнашиваются быстрее, чем передние, а правые больше, чем левые. По данным компании Michelin, на передней оси лесовозного автопоезда левая шина изнашивается быстрее правой, а правая имеет интенсивный износ с внешней стороны (из-за уклона дороги). На переднем мосту шины сильнее изнашиваются с внутренней стороны шасси. Это обусловлено несколькими причинами (развал, нагрузка, особенности подвески и т. д.).

На трехосном лесовозном полуприцепе сильнее всего изнашиваются шины третьей оси, меньше всего – шины второй. Чтобы износ шин был равномерным, их необходимо периодически через каждые 5000–6000 км переставлять в соответствии со схемой перестановки колес (приводится в инструкции по эксплуатации транспортного средства).

4.5. Ходовая часть гусеничных машин

Ходовая часть гусеничного трактора состоит из рамы, подвески и гусеничного движителя (рис. 2.113, *а*). Назначение и основные требования, предъявляемые к рамам и другим элементам ходовой системы тракторов, аналогичны требованиям, предъявляемым к тем же элементам у автомобиля. У гусеничного трактора рама состоит из двух лонжеронов, связанных между собой поперечными связями и защитными угольниками. Несущую систему такой конструкции называют корпусом.

Подвеска обеспечивает связь остова гусеничного трактора с движителем и плавность хода. Существуют жесткие, полужесткие и упругие подвески тракторов. Хорошее поддрессоривание и высокие сцепные качества обеспечивают упругие подвески, но они создают неравномерное давление по длине опорной поверхности на грунт. В качестве упругих элементов в подвесках трактора чаще используются листовые и пружинные рессоры. Гусеничные трелевочные тракторы имеют упругую (рис. 2.113, *б*) или полужесткую (рис. 2.113, *в*) подвеску рычажно-балансирного типа. Такие подвески уменьшают вертикальные перемещения корпуса, а при движении по волоку со значительными микронеровностями обеспечивают «обтекание» препятствий катками.

Для улучшения плавности хода в некоторые конструкции подвесок вводят кинематическую связь катков одного борта машины с катками другого борта машины путем использования торсионов 5. Гусеничный движитель в таком случае состоит из ведущего колеса *1*

(звездочки), гусеничной цепи 2, балансирной тележки с опорным колесом 3 с амортизационно-натяжным устройством и направляющих катков 4 (рис. 2.113, в).

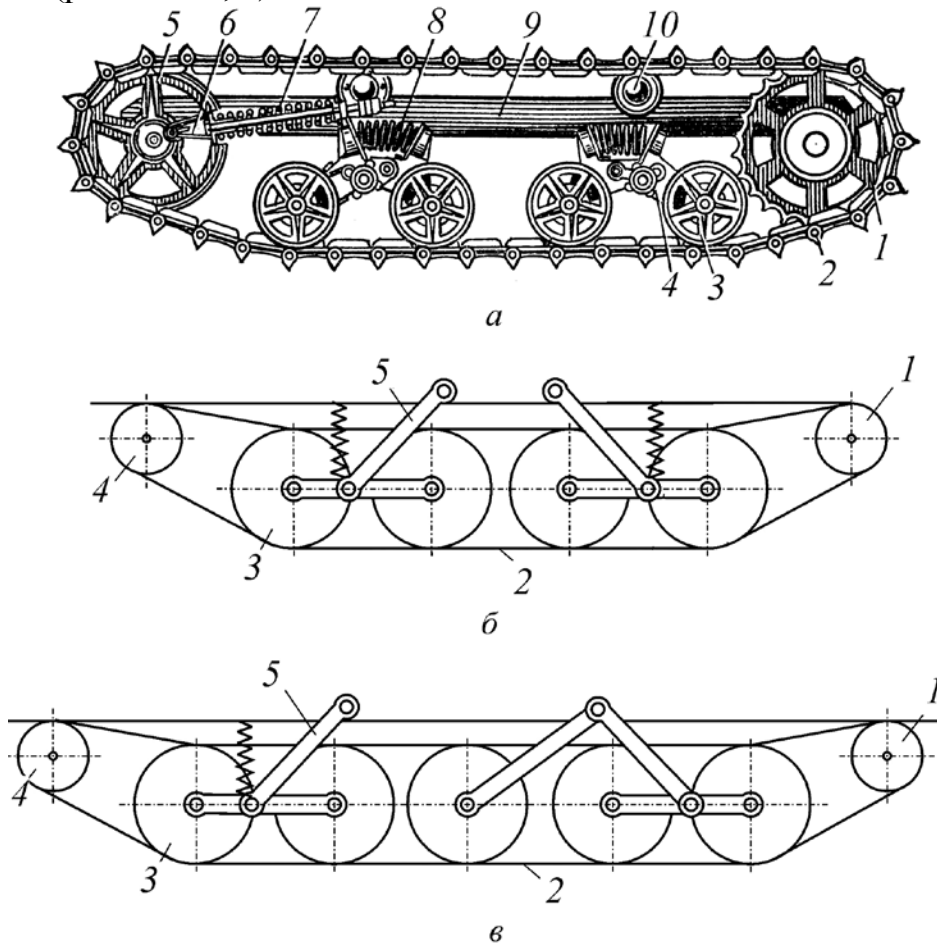


Рис. 2.113. Ходовая часть гусеничного трактора:
а – гусеничный ходовой аппарат трактора общего назначения с эластичной подвеской: 1 – ведущая звездочка; 2 – цепь-гусеница; 3 – опорный каток; 4 – каретка; 5 – натяжное направляющее колесо;
б – натяжное устройство; 7 – пружина; 8 – амортизатор; 9 – осто́в трактора; 10 – поддерживающий ролик; *б* – упругая рычажно-баланси́рная подвеска трелевочного трактора; *в* – полужесткая рычажно-баланси́рная подвеска:
 1 – ведущее колесо (звездочка); 2 – гусеничная цепь; 3 – опорные катки; 4 – направляющее колесо; 5 – рычаги подвески

Большое влияние на тягово-сцепные свойства трактора оказывает равномерность распределения давления на грунт, которое в большой мере зависит от числа и диаметра катков. Чем больше опорных катков в ходовой системе, тем равномернее давление на грунт. С другой стороны, увеличение диаметра опорных катков и уменьшение их числа сопровождается повышением КПД ходовой системы.

У трелевочного трактора опорные катки большого диаметра обеспечивают его перекатывание с малым сопротивлением по гусеничной цепи, которая непрерывно выстилается перед катками. У трелевочных тракторов применяется цевочное зацепление, образуемое цевкой, расположенной на оси шарнира звена, и зубом на ведущем колесе. Местоположение ведущего колеса выбирается из условий удобства компоновки машины и с учетом затрат мощности на трение в шарнирах, вращение направляющего колеса и на укладку звена гусеницы под передним катком.

На трелевочных тракторах применяется гусеница в виде металлической мелкозвенчатой цепи с цевочным зацеплением (рис. 2.114). Трак *1* представляет собой фасонную стальную отливку. Поверхность трака, соприкасающаяся с грунтом, снабжена грунтозацепами *3* и ребрами жесткости, что обеспечивает хорошее сцепление гусеницы с грунтом и повышение ее прочности. Посередине каждого трака выступает гребень *4*, который служит для направления катков при движении по гусенице и гусеницы по направляющему колесу. Гладкие поверхности трака по сторонам гребня служат беговыми дорожками для катков.

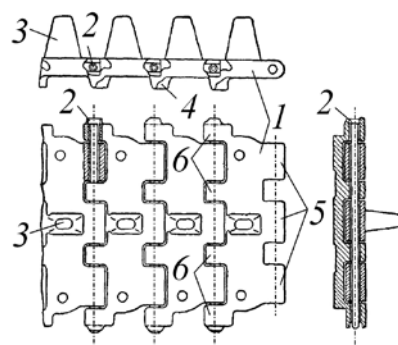


Рис. 2.114. Устройство гусеницы:
1 – трак; *2* – палец;
3 – грунтозацепы; *4* – гребень;
5 – широкая проушина;
6 – узкая проушина

Гусеница через опорные катки воспринимает вес трактора и распределяет его по опорной поверхности, имеющей достаточно большую площадь, вследствие чего уменьшается удельное давление трактора, оказываемое на опорную поверхность. Через гусеницы осуществляется сцепление трактора с грунтом и создается необходимое тяговое усилие для движения трактора и выполнения транспортных операций.

Однако у такой гусеничной цепи открытое шарнирное сопряжение интенсивно изнашивается, особенно на песчаных и скальных грунтах. Долговечность гусеничной цепи в зависимости от физико-механических свойств лесных почвогрунтов может отличаться в 5–10 раз. Перспективным направлением является применение звеньев с закрытыми шарнирами и игольчатыми подшипниками, работающими в смазке, а также пневмогусениц и резинометаллических гусениц.

Трак имеет с одной стороны три широкие проушины *5*, с другой –

четыре узкие б. В проушинах траков выполнены отверстия для пальцев 2, соединяющих траки между собой. При сборке гусеницы обеспечивается фиксация пальцев от осевого перемещения. Для предохранителя деталей ходовой системы от динамических нагрузок и поддержания нормального натяжения гусеничной цепи в конструкции гусеничного движителя предусмотрено амортизационно-натяжное устройство (рис. 2.115). Оно состоит из кривошипа 3, направляющего колеса 1 и амортизационной пружины 6, позволяющие направляющему колесу, при необходимости, совершать упругий ход. Для исключения удара направляющего колеса о неровности пути (камни, поваленные деревья, пни и т. п.) в ходовых системах с упругими и полужесткими подвесками балансирного типа направляющее колесо приподнято над поверхностью пути.

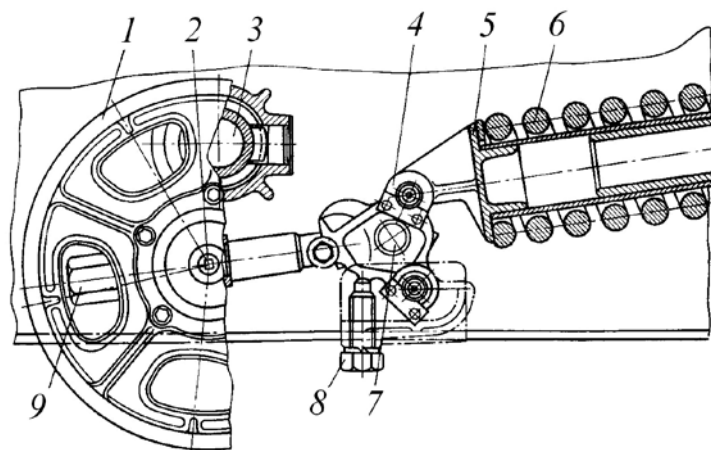


Рис. 2.115. Амортизационно-натяжное устройство:

1 – направляющее колесо; 2 – ось; 3 – кривошип; 4 – блок шарниров;
5 – шток; 6 – пружина; 7 – ось; 8 – упорный винт; 9 – натяжной винт

По конструкции направляющие колеса бывают однободовые и двухбодовые. Во время преодоления гусеничным трактором препятствий или в случае, когда между катком и звеном гусеницы попадают твердые предметы, натяжение гусеницы увеличивается. Возникающее при этом дополнительное усилие в гусенице воздействует на направляющее колесо, поворачивая его с кривошипом вокруг оси. От кривошипа через натяжной винт 9 дополнительное усилие передается на блок шарниров 4, который, поворачиваясь вокруг оси 7, сжимает амортизационную пружину 6. При уменьшении дополнительного усилия амортизационная пружина возвращает блок шарниров и направляющее колесо 1 в первоначальное положение. Упорный винт 8 через блок шарниров обеспечивает предварительное натяжение амортиза-

ционной пружины. Для изменения натяжения и демонтажа гусеницы необходимо переместить направляющее колесо в продольной плоскости трактора с помощью натяжного винт 9 и кривошипа 3.