

А. Ф. ТИХОНОВ

ТЯГОВЫЕ МАШИНЫ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА»

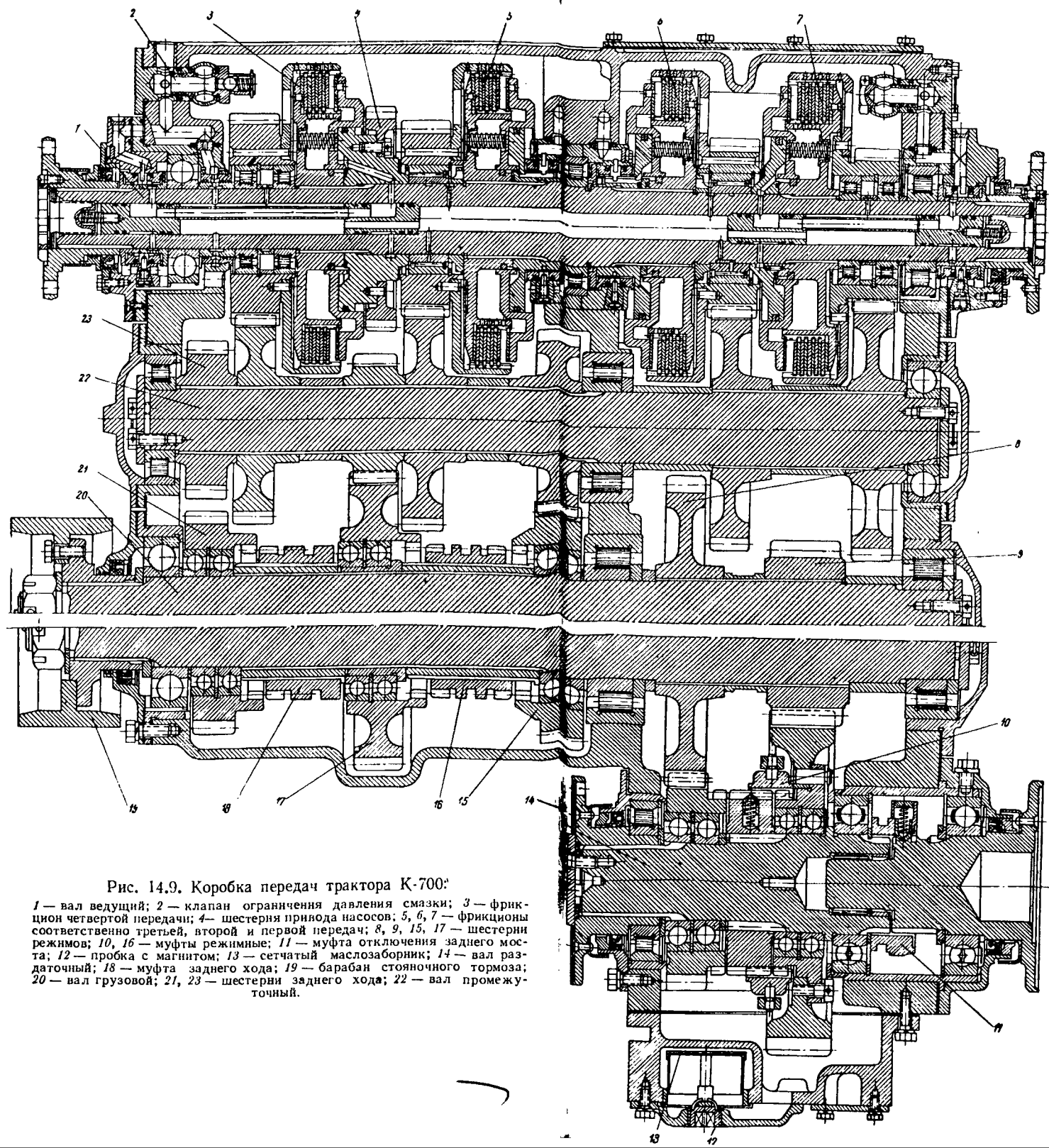


Рис. 14.9. Коробка передач трактора К-700:

1 — вал ведущий; 2 — клапан ограничения давления смазки; 3 — фрикцион четвертой передачи; 4 — шестерня привода насосов; 5, 6, 7 — фрикционы соответственно третьей, второй и первой передач; 8, 9, 15, 17 — шестерни режимов; 10, 16 — муфты режимные; 11 — муфта отключения заднего моста; 12 — пробка с магнитом; 13 — сетчатый маслозаборник; 14 — вал раздаточный; 18 — муфта заднего хода; 19 — барабан стояночного тормоза; 20 — вал грузовой; 21, 23 — шестерни заднего хода; 22 — вал промежуточный.

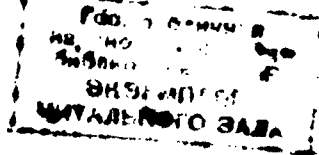
А. Ф. ТИХОНОВ

ТЯГОВЫЕ МАШИНЫ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования БССР в качестве учебного пособия для студентов вузов по специальности № 0901 «Лесонинженерное дело»

**Издательство „Вышэйшая школа“
Минск 1974**

6Т
Т46
УДК 634.03.37



75-153

Д4

43956

Т $\frac{0318-128}{М304(05)-74}$ Доп. изд.

© Издательство «Вышэйшая школа», 1974.

ПРЕДИСЛОВИЕ

XXIV съезд КПСС принял программу дальнейшего развития нашей страны. Научно-технический прогресс рассматривается в программе как главный рычаг создания материально-технической базы коммунизма. В Директивах съезда по пятилетнему плану поставлены конкретные задачи в области механизации трудоемких работ на лесозаготовках с применением более совершенных машин и оборудования. В технологическом процессе лесозаготовок ведущее положение занимает транспорт леса.

В качестве тяговых машин, используемых на вывозке леса, широко применяются машины безрельсового и рельсового транспорта. Принцип устройства и действия, а также общая принципиальная схема автомобилей, тракторов и тепловозов почти одинаковы. Это дало возможность курс «Тяговые машины» построить по-новому.

Настоящий курс представлен в виде четырех обобщенных разделов. В первом разделе рассматриваются тепловые двигатели внутреннего сгорания. Во втором — механические, гидравлические и электрические силовые передачи, применяющиеся, хотя и не в равной степени, на всех тяговых машинах. В третьем разделе представлены ходовая (экипажная) часть машин и механизмы управления. Четвертый раздел содержит материалы по общей и тяговой динамике лесотранспортных машин.

Такое построение курса позволяет избежать дублирования положений, общих для всех тяговых машин, и облегчить изучение предмета. В данном пособии описательная часть в самостоятельный раз-

дел не выделена, так как, по мнению автора, знакомство с основами теории нецелесообразно отрывать от изучения принципов работы и рассмотрения конструкции. Материал в книге расположен по следующему принципу: в начале каждого раздела даются общие сведения, а далее по главам рассматриваются агрегаты и механизмы. Большое внимание уделено доступности и краткости изложения.

Ввиду большого разнообразия конструкций и типов машин в пособии описываются лишь основные.

Автор пользуется случаем выразить свою благодарность профессору А. М. Гольдбергу, доцентам Б. В. Билык и Я. В. Сладкевичу за ценные замечания, сделанные ими в процессе подготовки рукописи к печати.

Просьба замечания и пожелания по книге направлять по адресу: 220600, Минск, ул. Кирова, 24, издательство «Вышэйшая школа».

ВВЕДЕНИЕ

1. Тяговые машины на лесозаготовках

Советский Союз располагает одной третью мирового запаса леса и является самой богатой страной мира по лесным ресурсам. Древесина находит широкое применение в народном хозяйстве и в значительных объемах экспортируется в зарубежные страны. Годовой объем заготавливаемой древесины в СССР превышает 400 млн. м³. В рубку отводятся лесосеки готового спелого и приспевающего леса с учетом лесовозобновления и сохранения лесистости.

Производственный процесс лесозаготовок включает следующие основные операции: спиливание деревьев, транспортирование их с лесосеки на нижний склад, первичную обработку древесины и отгрузку ее потребителю.

Транспорт леса является важнейшей частью производственного процесса лесозаготовительных предприятий. Затраты на транспортирование леса от погрузочного пункта до нижнего склада составляют 35% от всей суммы эксплуатационных затрат. Ежегодный объем грузовой работы по вывозке леса составляет около 4 млрд. ткм. Для освоения поступающих в рубку лесосек требуется строить примерно 1 км постоянных дорог на каждые 25 тыс. м³ и 1 км подъездных путей на каждые 6 тыс. м³ вывезенной древесины. На строительство лесовозных дорог и приобретение тягового и подвижного состава расходуется около 40% первой очереди капиталовложений леспромхоза.

Преобладающим типом лесотранспорта является автомобильный транспорт как более подвижный и требующий меньших капиталовложений, чем железнодорожный. На долю автомобильного транспорта приходится до 75% объема лесовывозки. Однако при значительном грузообороте и большой дальности вывозки наибольший эффект дает железнодорожный транспорт. По узкоколейным железным дорогам доставляется до одной пятой всего объема подлежащей перевозке древесины. Пути транспорта леса в большинстве своем являются трассами кратковременного действия (трелевочные волоки, лесовозные ветки и усы), значительная часть которых размещена в районах со слабой несущей способностью грунтов. Транспортирование леса сопровождается резкими изменениями сил сопротивления в связи с состоянием путей, рельефом местности и др. Поэтому тяговые машины, применяющиеся в лесной промышленности,

должны обладать высокими тягово-динамическими качествами, хорошей проходимостью и сцепными свойствами, маневренностью и приспособляемостью для работы в различных климатических условиях.

Трелевка леса производится тракторами и тягачами, оборудованными наклонными щитами или арками. Транспортирование леса пачками хлыстов или деревьев с кроной осуществляется волоком или в полуподвешенном состоянии с нагрузкой на трактор до 60% их веса. На трелевке леса преимущественное распространение получили *гусеничные тракторы* как обладающие лучшей проходимостью по лесосеке и надежно работающие на крутых склонах.

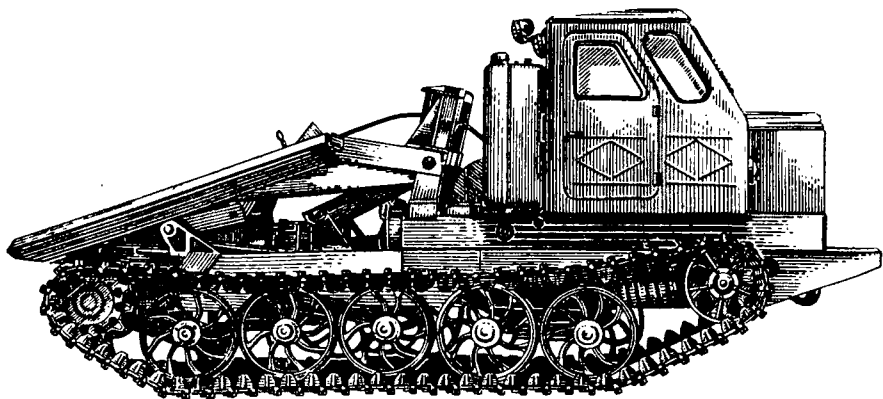


Рис. 1. Трелевочный трактор ТТ-4.

Тракторные заводы перешли на выпуск более мощных и совершенных тракторов ТДТ-55 и ТТ-4, которые обеспечивают повышение производительности труда на лесозаготовках.

Гусеничный трактор ТДТ-55 Онежского завода весом 9500 кг, с нагрузкой на щит 4000 кг и максимальной рейсовой нагрузкой 5,5 м³ древесины. Этот трактор с высоким дорожным просветом (590 мм) и малым удельным давлением гусеницы на грунт (0,435 кг/см²) обладает высокой проходимостью. Тягово-динамические качества трактора: тяговое усилие на тросе лебедки 7250 кг; максимальное тяговое усилие на крюке 5000 кг; максимальная скорость движения 11 км/ч.

Гусеничный трактор ТТ-4 (рис. 1) Алтайского завода весом 12 620 кг, с нагрузкой на щит 6000 кг и максимальной рейсовой нагрузкой 14—18 м³ древесины. При небольшом удельном давлении гусеницы на грунт (0,45 кг/см²) и сравнительно большом дорожном просвете (490 мм) трактор имеет хорошую проходимость. Тягово-динамические качества трактора: тяговое усилие на тросе лебедки 12 000 кг; максимальное усилие на крюке 9700 кг; максимальная скорость движения 10 км/ч.

В общем составе лесосечных работ на долю трелевки приходится до 90% всех энергозатрат, что обусловлено большим сопротивле-

нием волочения деревьев. Расходование на преодоление этих сопротивлений значительной части мощности трактора обуславливает малые скорости грузового движения — 2—3 км/ч, низкие рейсовые нагрузки и в конечном счете недостаточную производительность.

Снизить сопротивление можно путем уменьшения веса волочащейся части пакета хлыстов. При укладке деревьев полным весом на транспортную систему пакет перемещается с сопротивлением, соответствующим груженой машине.

При формировании пакета хлыстов трелевочные тракторы простаивают, что снижает эффективность их использования и сохраняет тяжелый ручной труд. Поэтому ведутся работы по модернизации

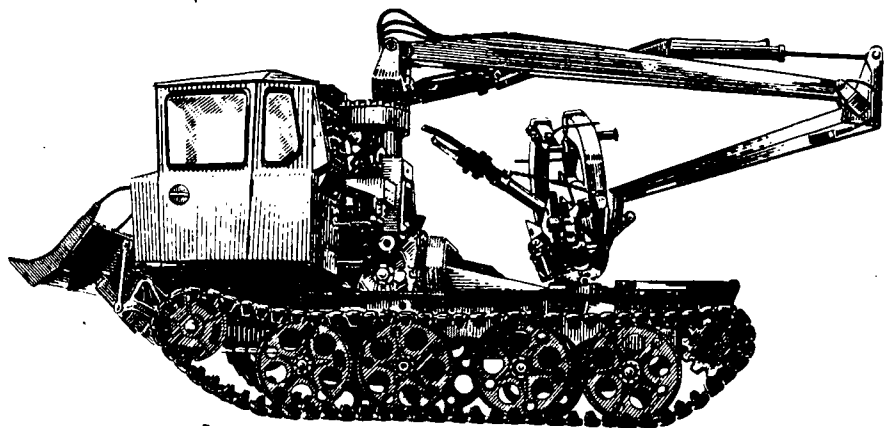


Рис. 2. Бесчokerная трелевочная машина ТБ-1.

существующих тракторов путем навески на них оборудования, позволяющего исключить трудоемкую операцию чокеровки поваленных деревьев.

На базе трактора ТДТ-55 создана *бесчokerная трелевочная машина ТБ-1* с гидроманипулятором, которая выполняет операции по сбору, подвозке и погрузке деревьев без применения ручного труда (рис. 2).

На базе трактора ТТ-4 создана *валочно-трелевочная машина ВТМ-4*, обеспечивающая комплексную механизацию по спилу, валке, формированию пакета и трелевке леса.

На трелевочных, транспортных и погрузочных работах стали применяться колесные тягачи, которые обладают более высокими рабочими скоростями, позволяющими увеличивать расстояние трелевки при снижении эксплуатационных затрат.

На базе колесного трактора Харьковского завода Т-150К создан трелевочный трактор Т-157, пригодный также для прямой вывозки на расстояние до 10 км. Трактор Т-157 повышенной проходимости с двумя ведущими мостами и большим дорожным просветом. Рама шарнирно-сочлененная, складывающаяся в плане. Минимальный радиус поворота 6,58 м. Грузонесущими органами при чокерном вари-

анте трелевки являются арка и щит. При бесчокерном варианте трактор подбирает пачку хлыстов с помощью гидравлического захвата и транспортирует ее на верхний склад. Тягово-динамические качества трактора: тяговое усилие на тросе лебедки 7250 кГ; максимальное тяговое усилие на крюке 4000 кГ; максимальная скорость 31,2 км/ч.

Трелевочно-транспортный трактор К-703 (рис. 3) Кировского завода весом 16 400 кг, грузоподъемностью 8000—10 000 кг. Шарнирно-сочлененная рама и широкопрофильные шины низкого давления обеспечивают трактору высокие маневренные качества и хорошую проходимость. Для выполнения технологических операций трактор оборудован стрелой и захватом с гидроприводом, лебедкой

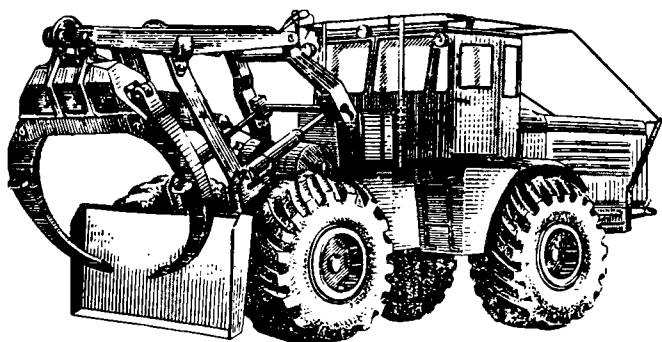


Рис. 3. Трелевочный трактор К-703.

с пневмоуправлением и упорным щитом с гидроприводом. Тягово-динамические качества трактора: тяговое усилие на тросе лебедки 10 200 кГ; максимальное тяговое усилие на крюке 15 300 кГ; максимальная скорость 34,0 км/ч.

По мере вырубki лесосек наблюдается систематическое удлинение магистралей, водный транспорт леса (молевой сплав) заменяется сухопутным. На лесовозном транспорте, который характеризуется односторонностью грузопотоков, получил широкое применение поездной способ вывозки леса. Автопоезда большой грузоподъемности обеспечивают более эффективное использование тяговых качеств автомобилей, повышают их производительность при одновременном снижении себестоимости перевозок. Основными лесовозными поездами являются автопоезда на базе автомобилей КраЗ и МАЗ с двухосными прицепами-ропусками. Вместо кузова на раме автомобиля устанавливается специальное технологическое оборудование в виде поворачивающегося коника с откидными стойками и лебедка для погрузки и перевозки прицепов-ропусков на шасси при холостом рейсе.

Лесовозный автомобиль МАЗ-509 Минского автозавода (рис. 4) типа 4×4 предназначен для вывозки леса в хлыстах с прицепом-

ропуском. Вес автомобиля 8200 кг, нагрузка на коник машины 5500 кг, вес буксируемого прицепа-ропуска с грузом 20 000 кг. Полный вес автопоезда с грузом 29 000 кг, наибольшая скорость

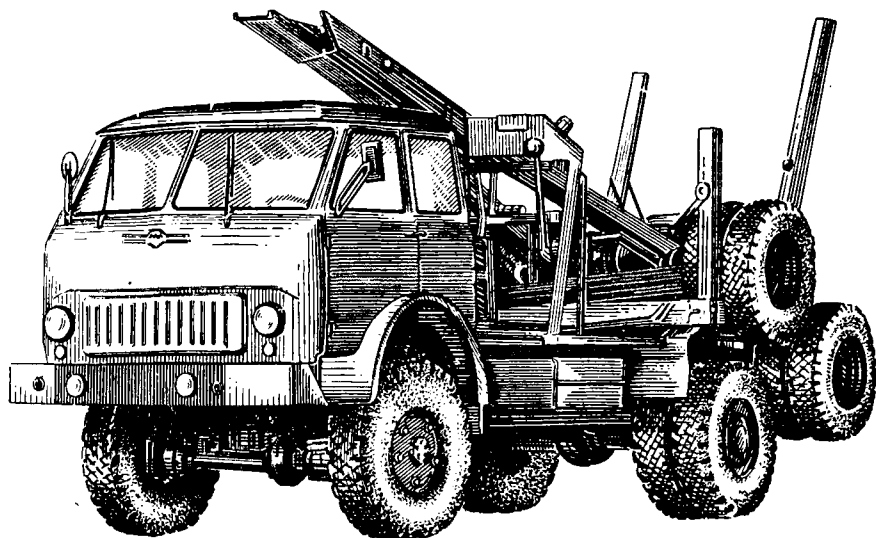


Рис. 4. Лесовозный автомобиль МАЗ-509.

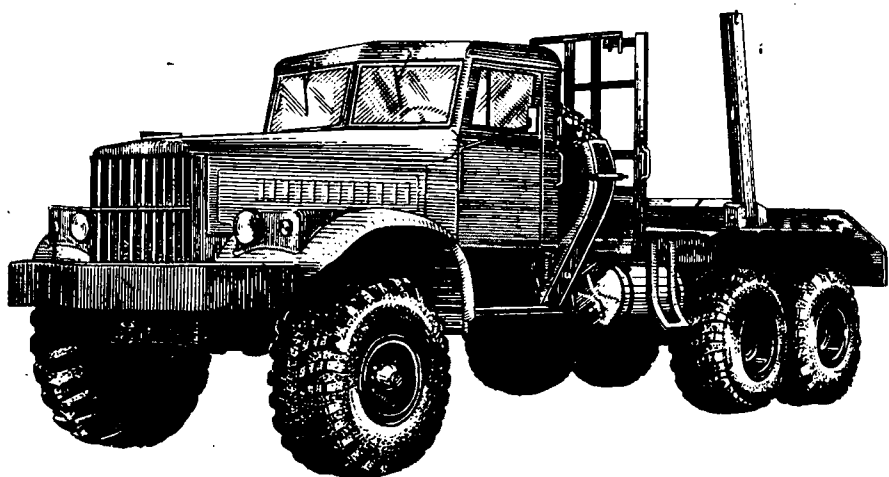


Рис. 5. Лесовозный автомобиль КрАЗ-255Л.

автопоезда при полной нагрузке 60 км/ч, максимальный подъем, преодолеваемый автопоездом, 21°.

Лесовозный автомобиль КрАЗ-255Л Кременчугского автозавода (рис. 5) типа 6×6, с односкатными колесами, предназначен для вы-

возки леса в хлыстах с прицепом-ропуском. Вес негруженого автопоезда 16 500 кг, нагрузка на коник машины 8000 кг. Полный вес автопоезда с грузом 40 000 кг, максимальная скорость движения 70 км/ч.

На базе лесовозных автомобилей созданы агрегатные самопогружающиеся машины. Агрегатная лесовозная машина оснащена механизмами для погрузки хлыстов методом бокового самонатакивания и для саморазгрузки их. Основным технологическим оборудованием самопогружающейся машины являются гидроманипулятор или двухбарабанная лебедка и трособлочная система. При

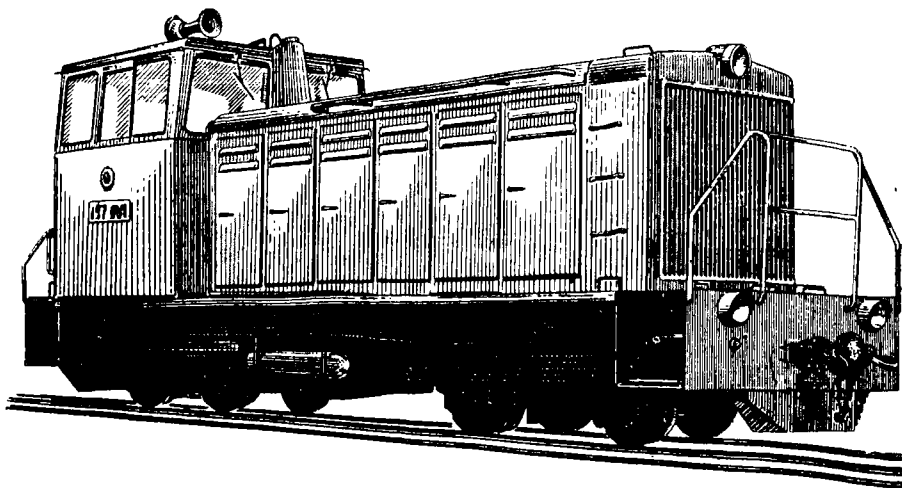


Рис. 6. Узкоколейный тепловоз ТУ-7.

грузообороте свыше 300 тыс. м в год, сроке работы лесозаготовительного предприятия не менее 15 лет и неблагоприятных для строительства автодорог почвенно-грунтовых условиях целесообразно применять рельсовый транспорт. Наибольшее распространение получили узкоколейные железные дороги (УЖД). Однако в многолесных районах при годовом грузообороте свыше 500 тыс. м³ и расстоянии вывозки не менее 25 км применяются и ширококолейные лесовозные дороги. Вывозка леса по железным дорогам производится тепловозами и электровозами. До последнего времени на вывозке леса по железным дорогам применялись паровозы и на маневровых работах — мотовозы. В настоящее время на смену паровозам пришли более экономичные и высокопроизводительные тепловозы.

Тепловоз серии ТУ-2 — четырехосный локомотив тележечной конструкции, колеи 750 мм с двумя постами управления и электрической передачей. Сцепной вес 32 т. Конструктивная скорость 50 км/ч. Тепловозы ТУ-2 получили ограниченное применение ввиду большой нагрузки от оси колесной пары на рельсы.

Тепловоз серии ТУ-7 Камбарского завода (рис. 6) предназначен для замены магистральных тепловозов ТУ-4 (250 л. с.) и ТУ-5 (400 л. с.). Тепловоз ТУ-7 — четырехосный локомотив тележечной конструкции с фрикционными демпферами колебаний. Намечается к выпуску в двух модификациях: мощностью 400 л. с. со сцепным весом 24 т и мощностью 300 л. с. со сцепным весом 20 т. Гидравлическая передача УГП400-650 Калужского завода двухтрансформаторная, один из трансформаторов пусковой, второй — маршевый.

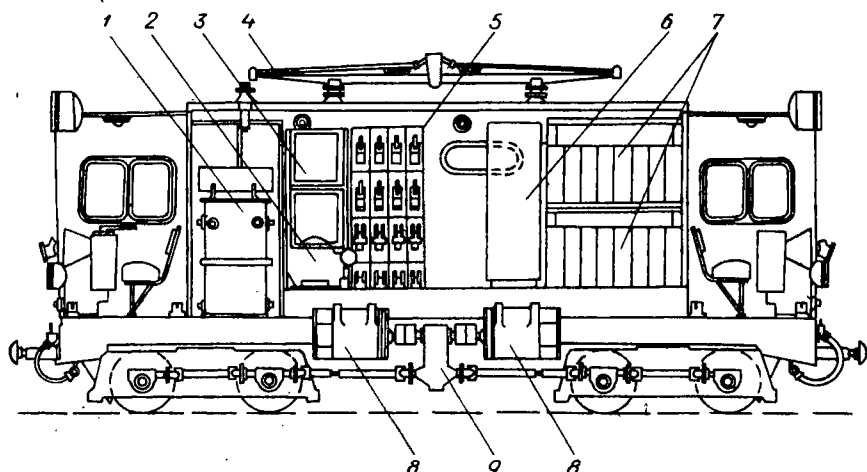


Рис. 7. Схема электровоза ЭК^{оу}-4:

1 — тяговый трансформатор ОМВ-200/10; 2 — компрессор ВВ-0,7/8; 3 — выпрямительная установка; 4 — пантограф; 5 — главный щит силовых контакторов; 6 — шкаф с электрооборудованием; 7 — аккумуляторная батарея; 8 — тяговые двигатели; 9 — центральный редуктор.

Конструкционная скорость тепловоза 50 км/ч, скорость длительного режима 14 км/ч. Сила тяги при трогании с места 7,2 и 6 т, длительная сила тяги 5,4 и 4,5 т. При относительно равном профиле дороги с максимальным подъемом 12% тепловоз ТУ-7 может водить составы весом 630 т.

Электровоз серии ЭК^{оу}-4 Новочеркасского завода (рис. 7) четырехосный тележечного типа со сцепным весом 18 т, однофазно-постоянного тока (однопроводной системы). В контактной сети однофазный ток напряжением 10 000 в, частотой 50 гц. Имеет трансформатор и кремниевый выпрямитель. Напряжение преобразованного тока 450 в. На электровозе установлены два тяговых двигателя постоянного тока, соединенных параллельно. Касательная мощность электровоза 150 квт. Максимальная скорость электровоза 40 км/ч. Последовательно-параллельное подключение выпрямительных мостов изменяет выпрямленное напряжение, подводимое к двигателю, чем и регулируются скорости при пуске и движении электровоза. Автономность движения электровоза на неэлектрифицированных путях обеспечивается тяговой аккумуляторной батареей.

2. Классификация тяговых машин

В основе классификации подвижного состава (тяговых машин) лежат типы теплового двигателя и силовой передачи. Приспособление тепловых двигателей к условиям работы на транспорте достигается применением между двигателем и ходовой частью переменной передачи. Тепловой двигатель (силовой агрегат) и силовая передача представляют собой силовую установку транспортной машины.

Подвижной состав (тяговые машины и прицепной состав), предназначенный для движения по рельсовым и безрельсовым путям, может быть разделен *по типу силовой установки* на три основные группы: *тепломеханический* (дизель-механический) — тяга на движущих колесах создается механической силовой передачей; *теплогидравлический* (дизель-гидравлический) — тяга на движущих колесах создается гидравлической передачей; *теплоэлектрический* (дизель-электрический) — тяга на колесах создается электрическими тяговыми двигателями, питающимися током от теплоэлектрической станции, расположенной на тяговой машине.

У электровозов тяговые электродвигатели питаются током от контактной сети.

По роду нагрузки тяговые машины безрельсового транспорта подразделяются на три класса: *автомобили* — транспортные машины, несущие нагрузку на своем шасси; *тягачи* — транспортные машины, несущие часть нагрузки на своем шасси и передающие избыточное тяговое усилие на прицепной состав или же преодолевающие за счет этого сопротивление волоочащейся части груза; *тракторы* — машины, не несущие полезной нагрузки на своем шасси (за исключением соответствующей силы тяги на крюке) и передающие тяговое усилие на прицепной состав или волоочащийся груз.

По данной классификации тяговые машины лесовозного транспорта, колесные и гусеничные трелевочные машины могут быть отнесены к классу тягачей. Однако их принято называть трелевочными тракторами и лесовозными автомобилями.

Автомобили по назначению подразделяются на грузовые, пассажирские и специальные.

По грузоподъемности различают грузовые автомобили: *особо малой грузоподъемности* — до 0,8 т, изготавливаемые на базе легковых автомобилей; *малой грузоподъемности* — от 0,8 до 2,5 т, с бензиновыми двигателями рабочего объема 1,0—3,5 л; *средней грузоподъемности* — от 3 до 8 т, обычно двухосные с бензиновыми или дизельными двигателями; *большой грузоподъемности* — свыше 20 т, с дизельными двигателями.

По проходимости, т. е. по степени приспособленности для работы в различных дорожных условиях, дорожный автомобильный подвижной состав можно подразделить: на состав *обычной про-*

ходимости, предназначенный для работы в основном на благоустроенных дорогах (колесная формула 4×2), и повышенной проходимости, который может работать на неблагустроенных дорогах и в отдельных случаях по бездорожью (колесная формула 4×4 , 6×6 , 8×8).

По стандарту автотранспортные средства разделены на две группы: А и Б. Автомобили группы А могут работать только на дорогах с усовершенствованным капитальным покрытием. Они имеют предельную осевую нагрузку 10 т (для двух спаренных осей 18 т) и среднее допустимое давление на дорожное покрытие $6,5 \text{ кг/см}^2$. Автомобили группы Б могут работать на дорогах любых типов. Они имеют предельную осевую нагрузку 6 т (для двух спаренных осей 11 т) и среднее допустимое давление на дорожное покрытие $5,5 \text{ кг/см}^2$.

Тракторы по типу ходовой части подразделяются на колесные и гусеничные.

Колесные тракторы с пневматическими шинами характеризуются простотой устройства ведущего механизма.

Проходимость гусеничных тракторов лучше, чем колесных. У них удельное давление на грунт составляет $0,35—0,5 \text{ кг/см}^2$ (у колесных — до 2 кг/см^2). Гусеничные тракторы обладают большей универсальностью применения.

По тяговым усилиям на крюке предусмотрено деление тракторов на 11 классов: 0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3; 4; 5; 6; 10; 15; 25 т.

Локомотивы — тяговые машины рельсового транспорта, имеющие силовую установку, предназначены для тяги прицепного состава. По конструкции и типу первичных двигателей локомотивы делятся на электровозы, тепловозы и паровозы.

Источником механической энергии электровоза являются тяговые электродвигатели с питанием электротоком от контактной сети (контактный электровоз) или от аккумуляторной батареи (аккумуляторный электровоз). Разновидностью электровозов являются электросекции (мотор-вагонный подвижной состав), состоящие из моторных и прицепных вагонов.

Источником механической энергии тепловоза является дизель. Крутящий момент передается колесным парам через соответствующую передачу. Разновидностью тепловоза является газотурбовоз, у которого первичным двигателем служит газовая турбина.

Источником механической энергии паровоза является паросиловая установка. Крутящий момент передается к колесным парам непосредственно через шатунно-кривошипный механизм.

По роду службы локомотивы можно подразделить на грузовые, пассажирские и маневровые.

По типу передачи различают локомотивы с электрической, гидравлической, механической и непосредственной передачами. Электрическая и гидравлическая передачи применяются на тепловозах средней и большой мощности. Механическая передача используется для тепловозов малой мощности (мотовозов).

Непосредственная в виде шатунно-кривошипной применяется у паровозов.

По типу привода колесных пар различают локомотивы с индивидуальным, групповым и общим приводом. При индивидуальном приводе каждая колесная пара имеет свои тяговые двигатели. При групповом колесные пары разделены на группы, имеющие свои приводы. При общем приводе все колесные пары приводятся в действие от одной силовой установки (дышлавая передача).

По типу экипажа локомотивы бывают тележечные и безтележечные. У безтележечных колесные пары размещены в одной жесткой раме (паровозы и тепловоз ТГМ-1). Тяговые электродвигатели тележечных экипажей размещены в тележках. Электровозы имеют сочлененные, т. е. шарнирно соединенные между собой, тележки.

Тип экипажа характеризуется осевой формулой. Например: 2—5—1. Здесь цифра 2 обозначает наличие двухосной бегунковой тележки, цифра 5 — число движущих осей, цифра 1 — наличие одноосной поддерживающей тележки. Индекс 0 указывает на то, что каждая движущая ось имеет индивидуальный привод. При сочлененных локомотивах между секциями ставится знак +. Например: 3₀—3₀+3₀—3₀, т. е. двухсекционный локомотив, у которого каждая секция имеет две трехосные тележки с индивидуальным приводом.

3. Общее устройство тяговых машин

Все механизмы и детали тяговой машины можно распределить по группам в зависимости от назначения, рода выполняемой работы и других признаков. На автомобилях, тракторах и тепловозах мож-

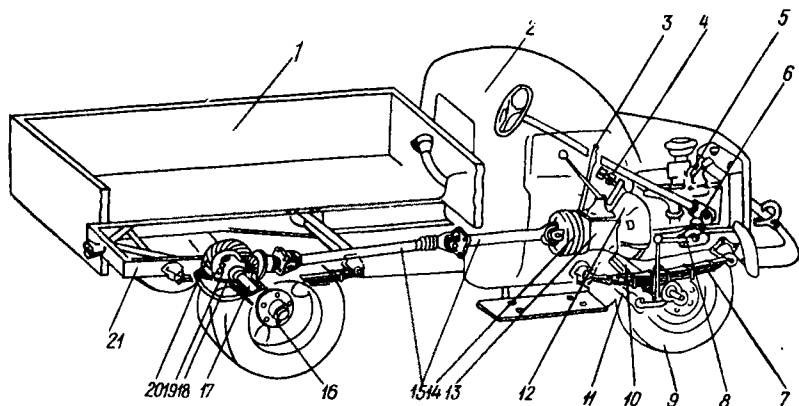


Рис. 8. Схема компоновки автомобиля:

1 — кузов; 2 — кабина; 3 — рычаг ручного тормоза; 4 — педаль ножного тормоза; 5 — двигатель; 6 — рулевой механизм; 7 — рессора; 8 — амортизатор; 9 — колесо; 10 — передняя ось; 11 — рулевая трапеция (привод); 12 — сцепление; 13 — коробка передач; 14 — ручной тормоз (трансмиссионный); 15 — карданная передача; 16 — ступица колеса; 17 — полуось; 18 — задний мост; 19 — дифференциал; 20 — главная передача; 21 — рама.

но выделить следующие основные части: двигатель, силовую передачу, ходовую часть и механизмы управления (рис. 8, 9 и 10).

Двигатель является силовым агрегатом тяговой машины.

Силовая передача служит для передачи крутящего момента от двигателя на ведущие колеса. Силовая передача автомобиля состо-

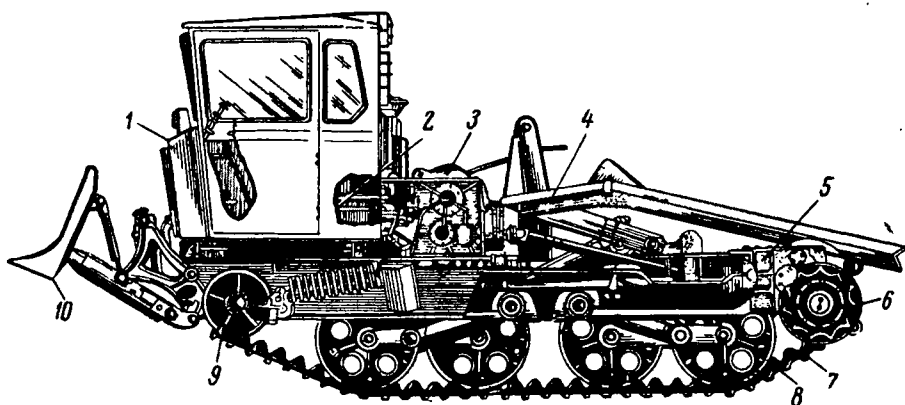


Рис. 9. Устройство трелевочного трактора ТДТ-55:

1 — кабина; 2 — топливный бак; 3 — лебедка; 4 — загрузочная платформа (щит); 5 — задний мост; 6 — ведущее колесо; 7 — гусеница; 8 — опорные катки; 9 — направляющее колесо; 10 — толкатель.

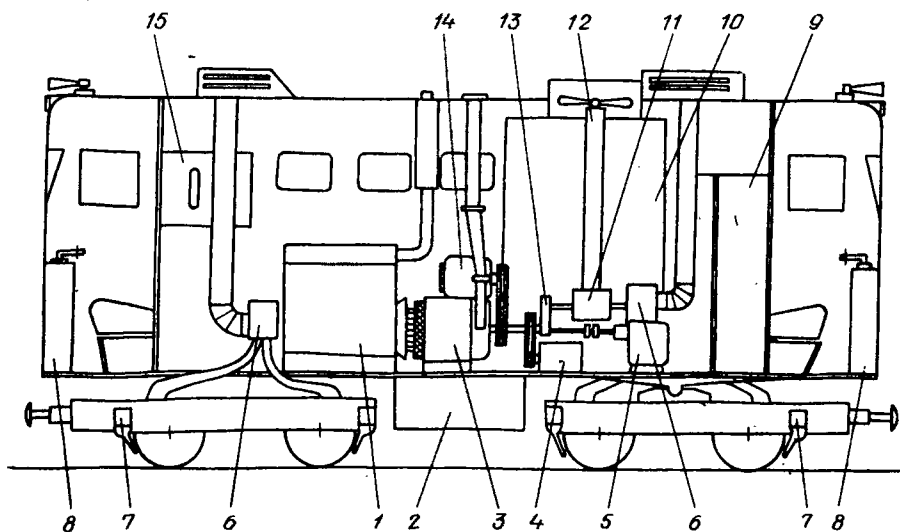


Рис. 10. Схема компоновки оборудования тепловоза:

1 — дизельный двигатель; 2 — топливный бак; 3 — главный генератор; 4 — вспомогательный генератор; 5 — компрессор; 6 — вентиляторы для охлаждения тяговых электродвигателей; 7 — бункера песочниц; 8 — контроллер машиниста; 9 — высоковольтная камера; 10 — холодильная камера с водяным и масляным радиаторами; 11 — конический редуктор и фрикционная муфта привода вентилятора холодильника; 12 — вентилятор холодильника; 13 — раздаточная коробка; 14 — возбудитель; 15 — масляный бак.

ит из сцепления, коробки передач, карданной передачи, главной передачи, дифференциала и приводных валов колес (полуосей). Автомобили высокой проходимости, кроме того, имеют: колесную передачу, раздаточную коробку и дополнительные части карданной передачи. У *гусеничных тракторов* силовая передача включает в себя муфту сцепления, эластичную карданную передачу, коробку передач, центральную (коническую) передачу, планетарный механизм и конечную (бортовую) передачу.

Под *гидравлической* силовой передачей *тепловозов* подразумевается объединенный узел, в который входят гидромуфты, гидротрансформаторы и соответствующая им реверсивная двухступенчатая (двухрежимная) коробка передач.

Электрическая передача включает звено генератор — тяговые электродвигатели вместе с комплектом машин и аппаратов, обеспечивающих их работу.

Ходовая часть автомобиля представляет собой тележку, состоящую из рамы, передних и задних осей, соединенных с рамой подвеской, и колес с пневматическими шинами. *Ходовая часть гусеничной машины* состоит из гусеничного движителя, опорных и поддерживающих катков, направляющих колес и подвески, соединяющей гусеничные тележки с остомом трактора.

Экипажная часть локомотива состоит из рамы, букс, колесных пар, рессорного подвешивания и ударно-тяговых приборов.

Механизмы управления колесных машин включают в себя рулевое управление и тормозную систему. *Управление движением гусеничных машин* в зависимости от типа раздаточного механизма трансмиссии осуществляется посредством планетарного механизма поворота или бортовых фрикционов.

Движение локомотива направляет рельсовый путь. Трогание с места, изменение скорости в процессе движения и остановки производятся посредством механизмов и аппаратов управления. На тепловозе с электрической передачей устанавливаются разнообразные *электрические аппараты* для непосредственного, дистанционного и автоматического управления тепловозом, его агрегатами и устройствами.

При *гидравлической передаче* регулирование потока жидкости, поступающей от рабочего колеса насоса, осуществляется золотниковыми коробками, центробежным регулятором, вихревым колесом насоса и системой трубопроводов.

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ГЛАВА 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Основные понятия

В качестве силовых агрегатов на современных автомобилях, тракторах и тепловозах получили применение хорошо отработанные поршневые двигатели внутреннего сгорания. На транспорте начинают внедряться как более перспективные газовые турбины и роторные двигатели. Паровозы, имеющие тепловой двигатель внешнего сгорания, в настоящее время с производства сняты и в данной работе не рассматриваются.

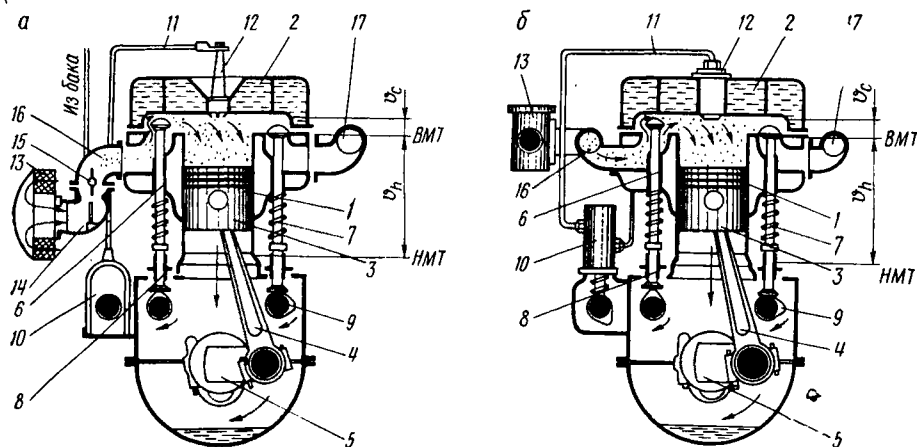


Рис. 1.1. Схемы четырехтактных двигателей:

а — карбюраторный двигатель; б — дизель; 1 — цилиндр; 2 — головка цилиндра; V_h — рабочий объем цилиндра; V_c — объем камеры сгорания; 3 — поршень; 4 — шатун; 5 — коленчатый вал; 6 — клапаны; 7 — клапанные пружины; 8 — толкатели; 9 — распределительный вал; 10 — магнето (топливный насос); 11 — электропровод высокого давления (топливопровод высокого давления); 12 — свеча (форсунка); 13 — воздухоочиститель; 14 — карбюратор; 15 — дроссельная заслонка; 16 — впускной трубопровод; 17 — выпускной трубопровод.

В поршневом двигателе сгорание смеси топлива с воздухом происходит внутри рабочих цилиндров в надпоршневом пространстве. В процессе работы двигателя поршень совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение (рис. 1.1).

Положение поршня в цилиндре, при котором расстояние его от оси коленчатого вала достигает максимума, называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ). Наименьшее удаление поршня от оси ко-

ленчатого вала называется *нижней мертвой точкой* (НМТ). Расстояние по оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками называется *ходом поршня* S , а процесс, протекающий в двигателе за один ход, — *тактом*. Ход поршня равен удвоенному радиусу кривошипа. Ему соответствует полуоборот коленчатого вала (180°). Объем, освобождаемый в цилиндре при движении поршня от ВМТ к НМТ, называется *рабочим объемом цилиндра* V_h .

Сумма рабочих объемов всех цилиндров, выраженная в литрах, называется *литражом двигателя* V_s :

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4 \cdot 10^3} S i \text{ л,}$$

где d — диаметр цилиндра, см; S — ход поршня, см; i — число цилиндров.

Объем выше верхней мертвой точки (в поршне и головке цилиндра) называется *камерой сжатия, или камерой сгорания*, V_c .

Отношение полного объема цилиндра $V_a = V_h + V_c$ к объему камеры сжатия называется *степенью сжатия*:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}.$$

Степень сжатия влияет на мощность и экономичность двигателя. С увеличением ε увеличивается мощность и улучшается экономичность. Степень сжатия также определяет вид топлива, на котором может работать данный двигатель.

1.2. Классификация двигателей

Двигатели внутреннего сгорания классифицируются по следующим признакам.

По назначению различаются двигатели: *стационарные*, устанавливаемые на электростанциях, для привода насосных установок и др.; *транспортные*, применяемые на различных транспортных средствах — автомобилях, тракторах, локомотивах, судах и др.

По способу преобразования энергии в механическую работу различают двигатели: *поршневые*, в которых все основные процессы совершаются в надпоршневом пространстве; *газотурбинные*, в которых сгорание топлива происходит в специальной камере сгорания, а преобразование тепловой энергии в механическую — на лопатках колеса газовой турбины; *комбинированные*, в которых поршневой двигатель служит генератором газа, а преобразование тепловой энергии в механическую происходит на лопатках колеса турбины; в *роторных* сгорание топлива происходит в пространстве, ограниченном поверхностью ротора и статора, а преобразование тепловой энергии в механическую производится с помощью вращающегося ротора.

По способу смесеобразования и воспламенения рабочей смеси различают двигатели: с *внешним смесеобразованием* и *принудительным воспламенением смеси* (карбю-

раторные и газовые двигатели); с внутренним смесеобразованием и принудительным воспламенением смеси, когда в цилиндры впускается воздух, а топливо впрыскивается через форсунку в конце впуска или в начале сжатия. В обоих случаях сжимается рабочая смесь, которая воспламеняется от постороннего источника около верхней мертвой точки; с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топлива от сжатия (дизельные двигатели). Здесь в цилиндры впускается воздух, а горячая смесь образуется при впрыске топлива в конце сжатия.

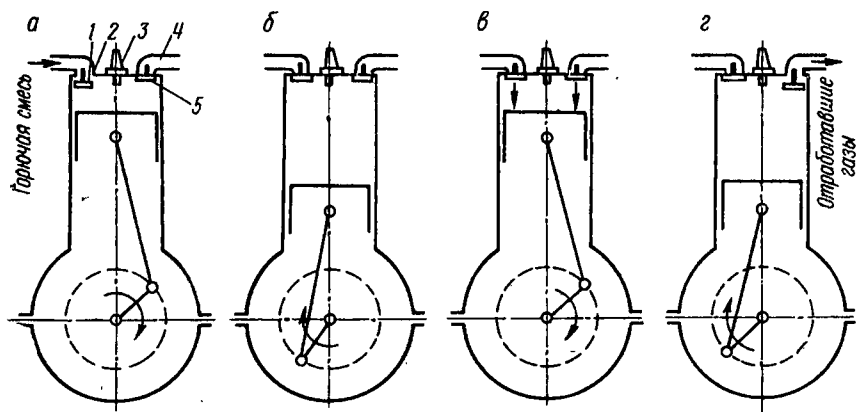


Рис. 1.2. Четырехтактный рабочий цикл карбюраторного двигателя:
а — такт впуска; б — такт сжатия; в — такт расширения (рабочий ход);
г — такт выпуска; 1 — впускной клапан; 2 — впускной канал; 3 — свеча зажигания; 4 — выпускной канал; 5 — выпускной клапан

По способу осуществления рабочего цикла двигатели делятся на четырехтактные и двухтактные. У четырехтактных двигателей рабочий цикл (впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск) осуществляется за четыре хода поршня, или за два оборота коленчатого вала (рис. 1.2). Во время первого такта поршень движется к НМТ и через открытый впускной клапан цилиндр заполняется свежим зарядом (горючей смесью или воздухом). Во время второго такта поршень перемещается к ВМТ, оба клапана закрыты и рабочая смесь (воздух) сжимается. В конце сжатия рабочая смесь воспламеняется от электрической искры (карбюраторный двигатель) или же в цилиндр впрыскивается дизельное топливо (дизельный двигатель), которое самовоспламеняется. При этом повышается давление и температура рабочего тела — газов. В третьем такте поршень под давлением газов движется к НМТ — происходит рабочий ход. В четвертом такте поршень движется к ВМТ и через открытый выпускной клапан продукты сгорания удаляются в атмосферу.

Рабочий процесс в двухтактном двигателе совершается за два хода поршня, или за один оборот коленчатого вала (рис. 1.3).

У двухтактного двигателя каждый рабочий такт сопровождается лишь одним вспомогательным тактом. Эти двигатели выполняются с кривошипно-камерной, клапанно-щелевой или прямоочной продувкой (рис. 1.4). Мощность двухтактных двигателей по сравнению

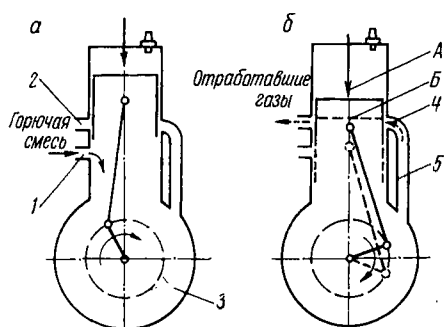


Рис. 1.3. Схема рабочего цикла двухтактного карбюраторного двигателя:

а — первый такт — поршень движется от НМТ к ВМТ; б — второй такт — поршень движется от ВМТ к НМТ; А — положение поршня, при котором впускное окно перекрыто; Б — положение поршня, при котором впускное окно открыто; 1 — впускное окно; 2 — выпускное окно; 3 — картер (кривошипная камера); 4 — продувочное окно; 5 — перепускной канал.

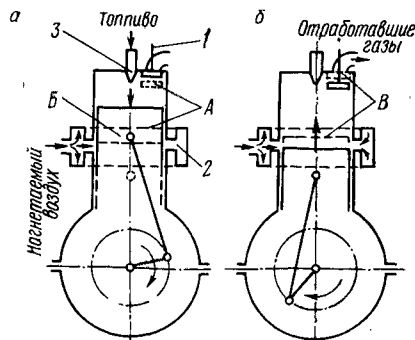


Рис. 1.4. Схема рабочего цикла двухтактного дизеля с прямоочной продувкой:

а — первый такт — поршень движется к НМТ; 1 — выпускной клапан закрыт; А — положение поршня, при котором выпускной клапан открыт; Б — положение поршня, при котором открыты продувочные щели; 2 — продувочные щели по окружности цилиндра; 3 — форсунка; б — второй такт — поршень движется к ВМТ; В — положение поршня, при котором продувочные щели перекрыты, выпускной клапан закрыт.

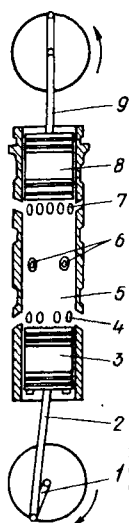
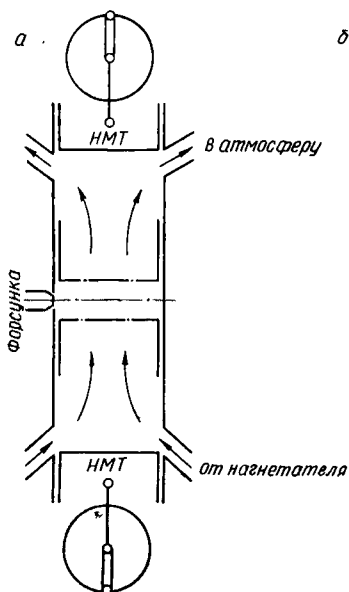


Рис. 1.5. Двухтактный дизель с расходящимися поршнями (кривошипно-шатунный механизм):

а — принцип работы; б — схема; 1 — кривошип нижнего коленчатого вала; 2 — шатун; 3 — нижний поршень; 4 — выпускные окна; 5 — объем пространства сжатия (камера сжатия); 6 — форсунка; 7 — продувочные окна; 8 — верхний поршень; 9 — шатун.

с четырехтактными при одних и тех же параметрах больше в 1,5—1,7 раза.

По числу цилиндров двигатели бывают одноцилиндровые и многоцилиндровые.

По расположению цилиндров различают двигатели: с вертикальным рядным, с горизонтальным, с противолежащим расположением цилиндров (оппозитные) и расположением цилиндров под углом (V-образные). Однорядные двигатели (рис. 1.5) бывают *простого действия* (по одному поршню в цилиндре) и *с расходящимися поршнями* (по два поршня в цилиндре). V-образные двигатели имеют относительно малый вес и небольшую длину. Эти преимущества особенно существенны для восьмицилиндровых двигателей, которые получаются наиболее уравновешенными.

На отечественных автомобилях получили распространение четырех-, шести- и восьмицилиндровые четырехтактные карбюраторные и дизельные двигатели. На тракторах устанавливаются в основном четырех-, шести- и восьмицилиндровые четырехтактные дизели. На тепловозах применяются шести-, восьми-, десяти-, двенадцати- и шестнадцатичилиндровые четырехтактные и двухтактные дизели как с рядным, так и с V-образным расположением цилиндров.

На базе отдельных двигателей созданы мощностные ряды, в которых двигатели имеют одинаковые размеры цилиндров, поршней, шатунов и др.

По способу охлаждения двигатели выполняются с водяным или воздушным охлаждением.

1.3. Механизмы и системы двигателя

Двигатель внутреннего сгорания имеет следующие агрегаты и механизмы: остов, кривошипно-шатунный механизм, механизм газораспределения, системы охлаждения, смазки, питания, зажигания и пуска. Компоновка двигателя показана на рис. 1.6.

Остов двигателя (неподвижные части) включает картер, блоки цилиндров, крышки цилиндров (головки блоков) и др. Картер является основанием для установки всех деталей, узлов и механизмов и совместно с рубашками цилиндров составляет силовой остов двигателя. Верхняя половина картера представляет собой жесткую конструкцию, способную воспринимать большие усилия, возникающие в цилиндрах блоков от давления газов и от сил инерции кривошипно-шатунного механизма.

Кривошипно-шатунный механизм (движущиеся части) состоит из коленчатого вала с маховиком, шатунного механизма и группы поршневых деталей. Кривошипно-шатунный механизм воспринимает давление газов и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Газораспределительный механизм управляет движением впускных и выпускных органов и обеспечивает их своевременное открытие и закрытие. У четырехтактных двигателей роль впускных и выпускных органов выполняют клапаны, у двухтактных — цилинд-

ровая гильза с окнами впуска и выпуска и поршни. Имеются двухтактные двигатели, у которых роль впускного органа выполняют окна в гильзе, а роль выпускного — клапаны.

Система охлаждения предназначена для отвода части тепла, полученного в цилиндрах, с целью поддержания температуры деталей двигателя в заданных пределах. Отвод тепла от нагретых деталей осуществляется непрерывно. В систему водяного охлаждения входят: водяная рубашка, водяной насос, радиатор, вентилятор, термостат. При воздушном охлаждении отвод тепла

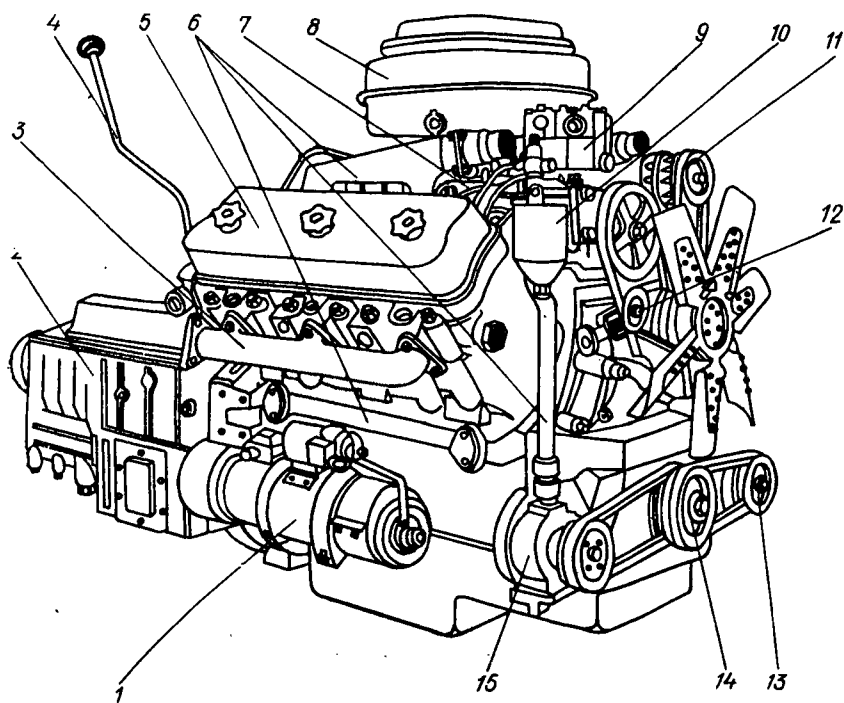


Рис. 1.6. Двигатель ЯМЗ-236.

1 — стартер; 2 — коробка передач; 3 — выпускной коллектор; 4 — рычаг переключения передач; 5 — крышка правого блока цилиндров; 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.

от двигателя обеспечивается обдувом его воздухом. Цилиндры и головки блока имеют специальные охлаждающие ребра.

Система смазки служит для подвода необходимого количества масла к трущимся деталям двигателя при определенном давлении. Слой смазки между трущимися поверхностями создает жидкостное и полужидкостное трение, обеспечивает отвод тепла и удаление продуктов износа. Система смазки включает: масляный насос, масло-

приемники, маслопроводы, масляные фильтры, масляный радиатор, манометр, термометр, редуционный и перепускной клапаны.

Система питания предназначена для приготовления горючей смеси и подвода ее к цилиндрам (карбюраторные двигатели) или для подачи в цилиндры воздуха и топлива (дизельные двигатели). Система питания состоит из топливных баков, топливопроводов, топливных и воздушных фильтров, топливных насосов, карбюраторов или форсунок и регуляторов.

Система зажигания обеспечивает в нужный момент воспламенение сжатой в цилиндре рабочей смеси. Применяются батарейное зажигание и зажигание от магнето высокого напряжения. В систему батарейного зажигания входят источники тока низкого напряжения (аккумуляторная батарея и генератор), катушка зажигания, прерыватель-распределитель, провода низкого и высокого напряжения и свечи. Система зажигания относится к электрооборудованию, которое представляет собой сложную систему приборов и устройств, предназначенных для пуска двигателя, освещения, сигнализации и осуществления контроля за работой различных систем и механизмов.

Система пуска предназначена для пуска двигателя в ход и состоит из пускового бензинового двигателя с механизмом передачи (на тракторах), электрического или механического стартера, декомпрессионного механизма (для дизелей) и системы подогрева воды и воздуха. При электрической силовой передаче для пуска двигателя в качестве стартера используется тяговый генератор постоянного тока.

ГЛАВА 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1. Общие положения

Комплекс процессов, периодически повторяющихся в каждом цилиндре двигателя внутреннего сгорания, в силу которых тепло, выделившееся при сгорании топлива, превращается в механическую работу, называется *циклом*. Процессами цикла являются впуск, сжатие, сгорание, расширение (рабочий ход) и выпуск. Двигатели внутреннего сгорания работают по одному из следующих циклов.

1. *Цикл карбюраторных двигателей* со сжатием горючей смеси, воспламенением ее от постороннего источника и быстрым сгоранием при почти постоянном объеме (цикл Отто).

2. *Цикл компрессорных дизелей* со сжатием воздуха, компрессорным распыливанием топлива, воспламенением его от тепла сжатия и медленного сгорания при почти постоянном давлении (цикл Дизеля).

3. *Цикл бескомпрессорных дизелей* со сжатием воздуха, бескомпрессорным распыливанием топлива, воспламенением его от тепла сжатия, частичным сгоранием при постоянном объеме и частичном при постоянном давлении (смешанный цикл, или цикл Сабатэ).

Эффективность каждого из названных циклов зависит от совершенства термодинамических процессов, его составляющих, и условий, при которых он совершается. Для оценки полноты использования тепла, вводимого в цилиндры реального двигателя, его теплоиспользование сравнивается с теплоиспользованием идеального двигателя. Таким образом, каждый цикл двигателя внутреннего сгорания можно рассматривать происходящим в воображаемой тепловой машине и в реальной, когда рассматривается весь комплекс сложных процессов превращения термохимической энергии топлива в механическую работу.

Условия осуществления теоретических циклов идеализированы в тепловом отношении, т. е. считаются отсутствующими потери, связанные с теплообменом между газами и стенками цилиндров, механические и гидравлические (насосные) потери при перезарядке цилиндров.

Графическое изображение всех процессов цикла в системе pV координат, выполненное по результатам расчетов, называется *диаграммой цикла*. По аналогии с диаграммами, вычерченными с помощью индикаторов для работающего двигателя, теоретические диаграммы также называются *индикаторными* (рис. 2.1).

В приведенных диаграммах циклов четырехтактных двигателей различными являются лишь процессы подвода тепла. В цикле быстрого сгорания этому процессу соответствует изохора $cз$, в цикле по-

степенного сгорания — изобара cz и в смешанном цикле — изохора cz_1 и изобара zz_1 . Площадь, ограниченная линиями процессов индикаторной диаграммы, эквивалентна работе, получаемой при осуществлении цикла. Работа цикла будет тем больше, чем выше расположена линия расширения над линией сжатия, т. е. чем больше площадь диаграммы.

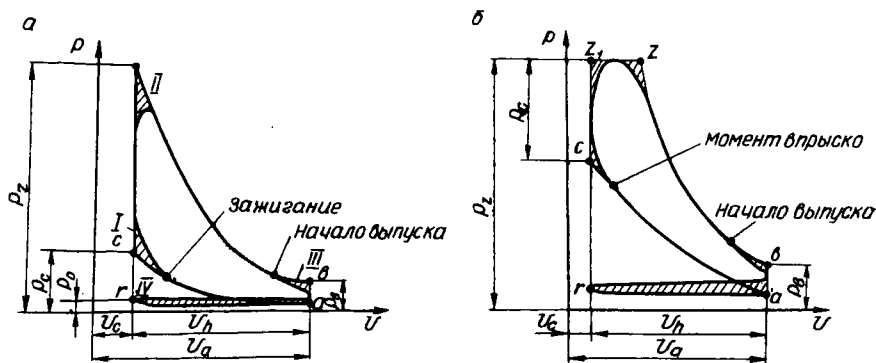


Рис. 2.1. Индикаторные диаграммы:
а — четырехтактного карбюраторного двигателя; б — четырехтактного дизеля.

Характерными величинами, оказывающими влияние на размеры площадей диаграммы цикла Отто, являются степень сжатия ϵ и степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ (отношение давления в конце подвода тепла к давлению в конце сжатия).

Для цикла Дизеля на полноту диаграммы влияет степень сжатия ϵ и степень предварительного расширения $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ (отношение объема газов в конце подвода тепла к объему газов в конце сжатия).

Для цикла Сабатэ полноту диаграммы характеризуют ϵ, λ и ρ . Величины λ и ρ взаимно связаны. При снижении λ до единицы смешанный цикл превращается в цикл постепенного сгорания. Если снизится до единицы ρ , то смешанный цикл превращается в цикл быстрого сгорания.

Отличие диаграмм двухтактных двигателей (рис. 2.2) заключается в том, что здесь процессы перезарядки осуществляются в период перемещения поршня в зоне продувочных окон. При этом имеет место потеря V_n части рабочего объема, отсекаемого поршнем при его ходе ae в зоне выпускных окон. В результате действительная степень сжатия меньше кажущейся, подсчитанной исходя из полного хода поршня:

$$\epsilon = \frac{V_c + (V_h - V_n)}{V_c}.$$

Экономичность теоретического цикла оценивается *термическим* КПД, значения которого приведены в табл. 2.1. В цикле с сообщением тепла при постоянном объеме

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

где Q_1 и Q_2 — соответственно вводимое и отводимое количество тепла, пропорциональное количеству рабочего тела G , его теплоем-

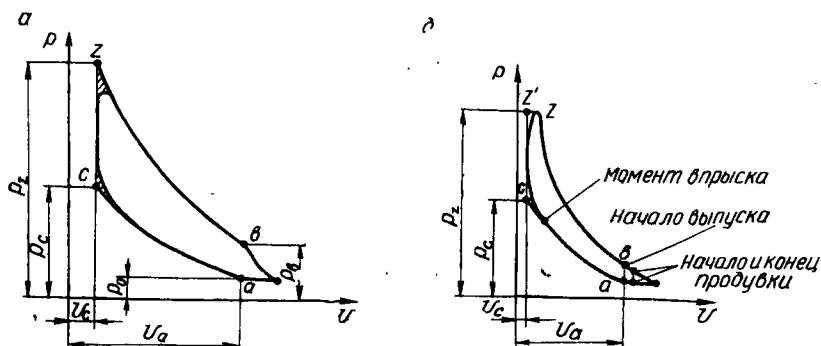


Рис. 2.2. Индикаторные диаграммы:

a — двухтактного карбюраторного двигателя; *б* — двухтактного дизеля.

кости при постоянном объеме C_v и соответствующим разностям температур $T_z - T_c$ и $T_b - T_a$:

$$Q_1 = GC_v(T_z - T_c);$$

$$Q_2 = GC_v(T_b - T_a).$$

После подстановки и соответствующих преобразований на основании известных термодинамических соотношений

$$T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1}; \quad T_z = T_c \lambda = T_a \varepsilon^{\kappa-1} \lambda; \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \frac{T_a}{\lambda}$$

получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}.$$

Табл. 2. 1. Значение термического КПД теоретического разомкнутого цикла со сгоранием бензина при разных составах смеси и степенях сжатия двигателя

α	Значение η_t при степенях сжатия		
	6	7	8
0,8	0,30	0,32	0,34
0,9	0,35	0,37	0,39
1,0	0,39	0,42	0,44
1,1	0,40	0,43	0,45

Для цикла с сообщением тепла при постоянном давлении

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\rho-1}} \cdot \frac{\rho^n - 1}{n(\rho - 1)}.$$

Из анализа приведенных выражений следует, что с увеличением степени сжатия термический КПД всех циклов возрастает, приближаясь к единице (особенно быстро для цикла Отто). Но так как в двигателях быстрого сгорания не представляется возможности значительно повышать степень сжатия из-за преждевременного воспламенения и детонации топлива, то их термический КПД всегда ниже, чем у двигателей, работающих по циклу постепенного сгорания или смешанному циклу.

Среднее давление p_t теоретического цикла представляет собой среднюю высоту равноугольного прямоугольника, построенного на том же основании V_h , что и индикаторная диаграмма:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} = \frac{\eta_t}{A} \frac{Q_1}{V_h}.$$

Чем больше среднее давление цикла, тем при меньшем рабочем объеме двигателя можно получить заданную мощность. При этом уменьшаются габаритные размеры и вес двигателя. Как видно из приведенного уравнения, среднее давление цикла возрастает с увеличением термического КПД и количества тепла $\frac{Q_1}{V_h}$, вводимого на единицу рабочего объема двигателя. η_t характеризует экономичность, а p_t — механическую отдачу цикла. С повышением степени сжатия увеличивается как термический КПД, так и среднее давление цикла.

2.2. Горючая смесь и рабочие газы

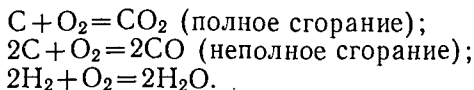
В теоретическом цикле процесс сгорания и выпуска условно заменен мгновенным подводом тепла от постороннего источника и отводом его на сторону. В цилиндре условного двигателя процесс сжатия и расширения происходит с постоянным по количеству и качеству рабочим телом (газом). В действительных циклах тепло выделяется в результате сгорания топлива, причем качество рабочего тела изменяется. Смесь топлива и воздуха превращается в смесь отработавших газов. В связи с этим возникает необходимость в принудительном удалении из цилиндров продуктов сгорания и наполнения их свежим зарядом (горючей смесью или воздухом). Таким образом, рабочим телом в двигателях внутреннего сгорания являются свежий заряд и продукты сгорания. От состояния рабочего тела зависит эффективность работы двигателя, связанная с превращением в полезную механическую работу максимально возможного количества тепла.

Топливо. Состав различных топлив может быть элементарно выражен долями углерода и водорода. Кроме них, в топливе содержатся кислород, сера, вода и др. Содержание серы и воды в жидких топливах, применяемых для двигателей внутреннего сгорания, должно составлять доли процента. Наличие кислорода в большинстве

топлив также ничтожно, за исключением спирта, в котором кислород составляет значительную часть. Например, 1 кг бензина содержит: углерода 0,854, водорода 0,142, кислорода 0,003, золы и влаги 0,001, а 1 кг дизельного топлива — углерода 0,857, водорода 0,133, кислорода 0,01.

В среднем можно считать содержание углерода 85,5, а водорода 14,5 %.

Сгорание топлива в цилиндрах с учетом элементарного состава топлива и конечных продуктов протекает согласно следующим реакциям:



Углерод при полном сгорании выделяет 8100 ккал/кг тепла, водород — 24 600 ккал/кг. Для моторного топлива, содержащего С кг углерода и Н кг водорода, теплотворная способность определится из выражения

$$H_H = 8100 \text{ C} + 24\,600 \text{ H} \text{ ккал/кг}$$

или

$$H_H = 8100 \cdot 0,855 + 24\,600 \cdot 0,145 = 10\,492 \text{ ккал/кг.}$$

Округленно можно считать $H_H = 10\,500 \text{ ккал/кг.}$

Горючая смесь. Смесь топлива с воздухом дает горючую смесь. Теоретически необходимое весовое количество сухого атмосферного воздуха для полного сгорания 1 кг жидкого топлива определяется из выражения

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \text{C} + 8\text{H} - \text{O} \right) \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}},$$

где С, Н, О — весовые доли углерода, водорода и кислорода, в сумме составляющие 1 кг топлива.

С учетом элементарного состава бензина получим

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,854 + 8 \cdot 0,142 - 0,003 \right) = 14,7 \text{ кг/кг.}$$

В расчетах обычно принимают 15 кг/кг, в том числе 3,46 кг кислорода и 11,54 кг азота.

Для определения потребного количества воздуха в килограмм-молекулах на 1 кг топлива необходимо его весовое количество разделить на молекулярный вес (для воздуха $m = 29$):

$$L_0 = \frac{l_0}{29} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}}{32} \right) = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{мол/кг.}$$

В действительности идеального перемешивания топлива с воздухом достигнуть трудно. Поэтому для полного сгорания топлива, а следовательно, экономической эффективности работы двигателя следует подводить воздуха больше теоретически необходимого количества. При содержании в смеси воздуха меньше теоретически необходимого количества происходит более быстрое распространение пламени и лучшее сгорание топлива, а двигатель развивает большую мощность, хотя и с потерей экономичности.

В дизельных двигателях, где заряд воздуха является средой для нагрева и самовоспламенения топлива и где менее благоприятны условия смесеобразования, количество воздуха в смеси всегда должно быть больше теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха в горючей смеси к теоретически необходимому называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = \frac{l_d}{l_0} = \frac{L_d}{L_0}.$$

В процессе работы двигателя состав горючей смеси изменяется. При $\alpha = 1$ смесь называется нормальной, при $\alpha < 1$ — богатой и при $\alpha > 1$ — бедной. Для каждого топлива существуют свои пределы воспламеняемости.

Уменьшение α ниже α_{\min} или увеличение выше α_{\max} приводит к отсутствию вспышки или к мало интенсивному сгоранию, характеризующемуся незначительным изменением давления и температуры. Широкие пределы воспламеняемости — ценное свойство топлива, так как оно допускает большие изменения в качественной регулировке смеси. Практически коэффициент избытка воздуха, имеющий место в двигателях при больших нагрузках, составляет: для карбюраторных двигателей 0,8—1,2; для дизельных двигателей 1,3—2,0.

При работе на холостом ходу и малых оборотах в карбюраторных двигателях α может снижаться до 0,6, в дизельных двигателях при работе на малых нагрузках α может возрастать в несколько раз. Ниже приведена зависимость между количеством воздуха в смеси и коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Количество воздуха на 1 кг топлива	10,5	12,0	13,5	15,0	16,5	18,0	19,5
Смесь	Богатая		Нормаль- ная		Бедная		

Рабочая смесь. В конце сжатия перед сгоранием в цилиндрах двигателя находится рабочая смесь, состоящая из свежего заряда и остаточных газов:

$$M_c = M_1 + M_r,$$

где M_1 — количество свежего заряда, которое поступает в цилиндр за один рабочий цикл, приходящееся на 1 кг топлива:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кг} \cdot \text{мол/кг}.$$

Здесь m_T — молекулярный вес топлива; для бензина m_T равно 114, для дизельного топлива — 186.

Так как $\frac{1}{m_T}$ — малая величина, то ею можно пренебречь, и тогда

$$M_1 = \alpha L_0.$$

Количество остаточных газов, приходящееся на 1 кг топлива,

$$M_r = \gamma \alpha L_0,$$

где γ — коэффициент остаточных газов.

Для карбюраторных двигателей γ равно 0,07—0,16; для дизельных — 0,03—0,06.

Рабочие газы. В результате смешения топлива с воздухом и последующего сгорания смеси конечными продуктами будут H_2O , CO_2 , N_2 , CO и O_2 (табл. 2.2).

Табл. 2.2. Состав продуктов сгорания бензина

Коэффициент избытка воз- духа, α	Состав продуктов сгорания в % по весу						
	CO_2	H_2O	N_2	CO	O_2	Всего двухатом- ных газов	Всего трехатом- ных газов
0,8	9,62	10,10	70,96	9,32	—	80,28	19,72
1,0	19,72	8,21	72,07	—	—	72,07	27,93
1,2	16,60	6,91	72,84	—	3,65	76,49	23,51

При $\alpha \geq 1$ количество продуктов сгорания 1 кг жидкого топлива

$$M_2 = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + \alpha L_0 \text{ кг} \cdot \text{мол/кг},$$

где $\frac{H}{4}$ — приращение объема при соединении водорода с кислородом; αL_0 — число кг · мол воздуха, поступившего в цилиндр; $\frac{O}{32}$ — объем кислорода, заключенного в топливе, принимавшем участие в сгорании.

При $\alpha < 1$

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21L_0(1 - \alpha) \text{ кг} \cdot \text{мол/кг}.$$

Слагаемое $0,21L_0(1 - \alpha)$ характеризует увеличение числа кг · мол вследствие сгорания части углерода в CO .

Теплоемкости трехатомных газов несколько выше двухатомных. Следовательно, наименьшую теплоемкость и более низкую температуру имеют продукты сгорания богатых и бедных горючих смесей.

Так как количество тепла Q_2 , не используемое в теоретическом цикле, пропорционально количеству газа, выходящего из цилиндра, теплоемкости и соответствующей разности температур, то при использовании бедных смесей теоретический двигатель работает более экономично. В реальном двигателе, кроме того, при работе на бедных смесях происходит более полное сгорание топлива. При богатых смесях, хотя продукты сгорания и имеют относительно меньшее содержание трехатомных газов, работа двигателя не полу-

чается экономичной, поскольку проявляется химическая неполнота сгорания.

В карбюраторных и дизельных двигателях сгорание сопровождается увеличением числа килограмм-молей газов. Отношение количества продуктов сгорания к количеству смеси до сгорания называется *коэффициентом молекулярного изменения*.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{M_2}{M_c} = \frac{M_0 + \gamma}{1 + \gamma}.$$

У карбюраторных и дизельных двигателей коэффициент молекулярного изменения всегда больше единицы. Увеличение при сгорании количества *кг · мол* газов вызывает увеличение полезной работы при расширении продуктов сгорания в цилиндре, т. е. повышает мощность. Следовательно, чем выше коэффициент молекулярного изменения, тем больше мощность двигателя (при прочих равных условиях).

Коэффициент использования тепла. В процессе сгорания имеют место тепловые потери. Часть тепла через стенки цилиндров передается в охлаждающую среду, еще часть проникает в картер через неплотности поршневых колец, некоторая часть тепла теряется при догорании топлива во время расширения и т. д.

Отношение тепла, идущего на повышение энергии рабочих газов при сгорании топлива, к теплу, содержащемуся в топливе, представляет собой *коэффициент использования тепла*:

$$\xi = \frac{H_n - \Delta H_n}{H_n}.$$

Для карбюраторных двигателей $\xi = 0,85 \div 0,95$; для дизелей — $\xi = 0,7 \div 0,9$. Коэффициент использования тепла всегда меньше единицы.

Теплоемкость газов, участвующих в процессе сгорания, зависит от температуры. При постоянном объеме теплоемкость газов:

для рабочей смеси

$$mC'_v = 4,815 + 0,4151 \cdot 10^{-8} T \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot \text{град}};$$

для продуктов сгорания:

$$\text{при } \alpha < 1 \quad mC''_v = (4,4 + 0,62\alpha) + (3,7 + 3,3\alpha) 10^{-4} T \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot \text{град}};$$

$$\text{при } \alpha > 1 \quad mC''_v = \left(4,8 + \frac{0,22}{\alpha}\right) + \left(\frac{3,3}{\alpha} + 3,7\right) 10^{-4} T \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot \text{град}}.$$

При постоянном давлении теплоемкость газов

$$mC_p = 1,985 + mC_v \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{мол} \cdot \text{град}}.$$

2.3. Действительные циклы двигателей внутреннего сгорания

Процесс впуска. В начале каждого цикла в цилиндр двигателя поступает свежий заряд. Чем больше свежего заряда вводится в цилиндр, тем большую мощность разовьет двигатель. Процесс впуска можно разделить на три периода: предварение, основной выпуск и опаздывание. *Предварение* впуска осуществляется за $10\text{--}30^\circ$ до ВМТ. В этот период впускной клапан только начинает подниматься, впускное отверстие имеет узкую щель и свежий заряд в цилиндр почти не проходит.

К периоду *основного впуска* относится заполнение цилиндра при движении поршня от ВМТ до НМТ. Поступление заряда происходит вследствие разрежения, создающегося при отходе поршня от ВМТ. Количество свежего заряда, поступившего в цилиндр в этот период, можно определить по характеристическому уравнению

$$G_{\text{осн}} = \frac{p_a V_h \sigma}{RT_a},$$

где p_a , T_a — давление и температура в конце впуска; $\sigma = 1,03 \div 1,08$ — увеличение объема горючей смеси в цилиндре на $3\text{--}8\%$ за счет сокращения объема остаточных газов. Так как по мере поступления в цилиндр свежего заряда остаточные газы, отдавая ему тепло, охлаждаются, их объем уменьшается примерно до $0,5 V_c$.

При больших степенях сжатия ($\epsilon > 10$) относительное увеличение объема, заполняемого свежим зарядом, в $\%$ к V_h несущественно и в расчетах его можно не учитывать.

Опаздывание впуска начинается от момента прохождения поршнем НМТ и оканчивается в момент закрытия впускного отверстия (на $40\text{--}60^\circ$ после НМТ). К приходу поршня в НМТ свежий заряд во впускном трубопроводе продолжает еще двигаться, обладая некоторой инерцией, которая и используется для дополнительной дозарядки цилиндра после нижней мертвой точки. Опаздывание происходит при постоянно поднимающемся поршне с уменьшением объема газов, и свежий заряд может пройти только за счет ранее созданного разрежения или собственной инерции.

При малых оборотах коленчатого вала сила инерции газов во впускном трубопроводе почти отсутствует и во время опаздывания впуска будет идти только обратный выброс заряда. При среднем числе оборотов инерция газов больше и в начальный период подъема поршня произойдет дозарядка, при дальнейшем его подъеме давление газов в цилиндре увеличивается и начинается обратный выброс. При больших числах оборотов сила инерции газов во впускном трубопроводе максимальная и происходит интенсивная дозарядка цилиндров без обратного выброса.

В период опаздывания впуска на больших оборотах в цилиндры дополнительно поступает до 20% свежего заряда, на малых оборотах — до 20% заряда выбрасывается обратно. Количество свежего заряда, поступившего в цилиндр за один впуск, зависит в основном от давления p_a , температуры T_a газов в цилиндре в конце впуска и, кроме того, от дозарядки и выброса:

$$G_{\phi} = G_{\text{осн}} \nu = \frac{p_a V_h}{RT_a} \nu \sigma,$$

где $\nu = 1,05 \div 1,20$ — коэффициент полноты заряда, т. е. отношение всего заряда, поступившего в цилиндр, к заряду, поступившему в основной период.

Свежий заряд горючей смеси или воздуха движется по впускному трубопроводу и, преодолевая сопротивление, через открытое впускное отверстие входит в цилиндр с большими скоростями. На преодоление сопротивлений впускного тракта и увеличение кинетической энергии затрачивается часть *давления заряда*. Поэтому среднее давление в цилиндре во время впуска p_a ниже атмосферного p_0 . Сопротивление впускного тракта оценивается коэффициентом ϕ , который при полной нагрузке двигателя для чугунных трубопроводов равен 0,75—0,85.

Скорость поступления свежего заряда в цилиндр определяется по уравнению

$$w_{\text{с.з}} = 4 \sqrt{2g(p_0 - p_a) \frac{1}{\gamma_{\text{с.з}}}} = \frac{V_h \sigma}{ft},$$

где $\gamma_{\text{с.з}}$ — удельный вес свежего заряда, кг/м^3 ; f — площадь впускного отверстия; t — время, в течение которого открыто впускное отверстие при перемещении поршня от ВМТ до НМТ; $t = \frac{n}{30}$.

Скорость заряда будет наибольшей при положении поршня около ВМТ и наименьшей при приближении его к НМТ. Также в процессе впуска изменяется и давление газов в цилиндре. Однако при рассмотрении процессов наполнения более удобно пользоваться постоянными величинами, т. е. некоторым средним давлением за время перемещения поршня от ВМТ до НМТ и средней скоростью, которая соответствует давлению p_a . Среднее давление впуска изменяется в зависимости от числа оборотов вала двигателя и степени открытия дроссельной заслонки (карбюраторные двигатели).

Из приведенного уравнения определяем среднее давление впуска p_a , приняв: $p_0 = 1 \text{ атм}$; $t_0 = 15^\circ$; $\gamma_0 = 1,18 \text{ кг/м}^3$; $2g \frac{1}{\gamma_0} 30^2 = 1,5 \cdot 10^4$ (постоянная для всех случаев):

$$p_a = p_0 - \frac{n^2}{1,5 \cdot 10^4} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{\sigma^2}{\phi^2} \text{ кг/см}^2.$$

При повышении числа оборотов вала давление впуска для данного двигателя понижается. Для получения большего давления p_a при повышенных оборотах и, следовательно, для повышения наполнения необходимо увеличивать размеры впускных органов и улучшать конструкцию трубопровода. Величина $\frac{f}{V_h}$ подбирается в зависимости от быстроходности двигателя. Давление впуска p_a оказывает решающее влияние на протекание рабочего цикла, так как весовое количество свежего заряда, поступившее в цилиндр, прямо пропорционально этому давлению. Оно изменяется от 0,5 до 0,9 кг/см^2 со снижением до 0,4 кг/см^2 при холостом ходе.

Температура впуска T_a представляет собой температуру свежего заряда T_0 , подогретого от горячих стенок цилиндра, днища поршня и остаточных газов предыдущего цикла с температурой T_r . Подогрев заряда зависит от теплового режима двигателя и от продолжительности прохождения его по впускному тракту. Чем выше обороты двигателя, тем меньше величина подогрева. Установлено, что 1% остаточных газов нагревает горючую смесь примерно на 8—10°.

Температура T_a конца впуска может быть приближенно определена из уравнения баланса тепла свежего заряда и остаточных газов до и после их смешения:

$$T_a = \frac{T^0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r},$$

где γ_r — коэффициент остаточных газов, %; ΔT — температура подогрева заряда от нагретых внутренних поверхностей впускного тракта (для карбюраторных двигателей — 20—60°, для дизельных двигателей — 10—25°).

Температура газов в конце впуска составляет для карбюраторных двигателей 600—750°, для дизельных двигателей — 310—370° К.

Количество горючей смеси или воздуха, поступающее в цилиндр в процессе наполнения, зависит от ряда факторов, из которых основными являются: гидравлическое сопротивление систем впуска и выпуска; подогрев свежего заряда от соприкосновения с горячими деталями двигателя; наличие в цилиндре остаточных отработавших газов. В четырехтактных двигателях остаточные газы находятся в объеме камеры сжатия с давлением выше атмосферного и температурой, превышающей температуру свежего заряда. При движении поршня от ВМТ остаточные газы расширяются и, когда их давление понизится до атмосферного, в цилиндр начнет поступать свежий заряд. В двухтактных двигателях процесс впуска производится за счет принудительной подачи под давлением свежего заряда в процессе продувки.

Из индикаторной диаграммы видно, что при отсутствии наддува линия впуска всегда лежит ниже линии атмосферного давления и наибольшее разрежение соответствует приблизительно половине хода поршня.

Влияние отработавших газов на наполнение характеризуется *коэффициентом остаточных газов* γ_r , который представляет собой отношение количества оставшихся от предыдущего цикла газов G_r к количеству поступившего свежего заряда $Q_{св}$.

Этот коэффициент определяет степень загрязненности горючей смеси, заполнившей цилиндр в конце впуска. У карбюраторных двигателей объем камеры сгорания больше, чем у дизельных. Поэтому у них и больше, чем у дизельных, коэффициент остаточных газов (при полном открытии дроссельной заслонки). Так, если у дизелей при больших степенях сжатия относительное количество остаточных газов составляет 3—6%, то у карбюраторных оно равно 7—16%.

В двухтактных двигателях степень очистки зависит от принятой

схемы продувки. При кривошипно-камерной продувке γ_r составляет 0,5.

Весовые наполнения двигателей в основном определяются рабочими объемами, и по этим показателям не представляется возможности сравнивать двигатели разных размеров. Качество процесса впуска, определенное по величине коэффициента наполнения, позволяет производить такое сравнение. Коэффициент наполнения представляет отношение веса заряда, фактически поступившего в двигатель G_Φ , к весу теоретическому G_0 , который мог бы заполнить рабочий объем V_h при давлении и температуре окружающей среды:

$$\eta_v = \frac{G_\Phi}{G_0}.$$

Если иметь в виду, что

$$G_\Phi = \frac{p_a V_h \sigma}{RT_a} v = \left[p_0 - \frac{n^2}{1,5 \cdot 10^4} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{\sigma^2}{\varphi^2} \right] \frac{V_h \sigma}{RT_a} v;$$

$$G_0 = \frac{p_0 V_h}{RT_0},$$

то уравнение коэффициента наполнения предстанет в таком выражении:

$$\eta_v = \left[1 - \frac{n^2}{1,5 \cdot 10^4 p_0} \left(\frac{V_h}{f} \right)^2 \frac{\sigma^2}{\varphi^2} \right] \frac{T_0}{T_a} v \sigma.$$

На величину коэффициента наполнения влияют: коэффициент остаточных газов γ_r , зависящий от ε и отношения $\frac{p_r}{p_a}$; степень понижения давления к концу хода впуска $\frac{p_a}{p_0}$ и величина подогрева заряда от нагретых внутренних поверхностей цилиндра ΔT . Опытными данными установлено, что η_v практически не зависит от ε , так как влияние меньшего подогрева заряда при большей степени сжатия весьма невелико.

Как видно из уравнения, η_v определяется конструкцией впускных органов $\left(\frac{f}{V_h}, \gamma, \varphi \right)$ и числом оборотов n .

Коэффициент наполнения можно повысить путем увеличения диаметра цилиндра, что позволит разместить клапаны большего диаметра. При этом уменьшаются скорость заряда при впуске и гидравлические потери. Коэффициент наполнения зависит не только от размеров площади впускного отверстия, но и от продолжительности его открытия, т. е. от фаз газораспределения. При более длинном впускном трубопроводе возрастает сила инерции поступающей смеси, увеличивается дозарядка цилиндра и уменьшается выброс. Одновременно с удлинением трубопровода повышается сопротивление прохождению смеси, и в итоге η_v падает. Удлинение впускного трубопровода дает положительный эффект при малых и частично средних оборотах. Коэффициент наполнения при этом увеличивается за счет большего возрастания дозарядки.

Значение коэффициента наполнения двигателя при числах оборотов, соответствующих максимальной мощности, колеблется в пределах: для карбюраторных двигателей — 0,7—0,85; для дизелей — 0,75—0,90.

Процесс сжатия. Вторым тактом четырехтактного двигателя является сжатие. Поршень перемещается от нижней мертвой точки к верхней, объем газов, поступивших в цилиндр во время впуска, постепенно уменьшается, а давление и температура их возрастают. На перемещение поршня, сжимающего газ в цилиндре, затрачивается часть работы, подводимой через шатун и коленчатый вал от маховика и других цилиндров двигателя. Таким образом, процесс сжатия служит для создания лучших условий сгорания рабочей смеси. При сжатии рабочая смесь нагревается и хорошо перемешивается, благодаря чему в конце сжатия легко воспламеняется и быстро сгорает. Это создает благоприятные условия для увеличения КПД двигателя.

В дизельных двигателях поршень сжимает воздух. Повышение давления и температуры при сжатии необходимо для воспламенения топлива, впрыскиваемого в цилиндр. В карбюраторных двигателях температура смеси в конце сжатия не должна превышать температуру самовоспламенения топлива и быть причиной возникновения детонационных явлений при работе двигателя. В дизельных двигателях, наоборот, температура конца сжатия должна быть больше температуры самовоспламенения дизельного топлива на 300—400°.

Процесс сжатия совершается в условиях непрерывного изменения температуры заряда и теплообмена между зарядом и стенками цилиндра при наличии некоторой утечки части заряда через неплотности. Этот теплообмен сложен и не может быть выражен точно при помощи термодинамических соотношений. При изучении процесса сжатия считают, что он протекает по политропе с постоянным показателем n_1 , и линия, изображающая процесс сжатия, представляет собой политропическую кривую, подчиняющуюся уравнению $pV^{n_1} = \text{const}$.

Давление газов в конце сжатия определяется путем сопоставления параметров начала и конца политропического процесса:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1} = \text{const}.$$

Отсюда получаем давление в конце сжатия:

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1} \text{ кг/см}^2.$$

Давление в конце сжатия повышается с увеличением давления в конце впуска, степени сжатия и показателя политропы. Практически для карбюраторных двигателей давление конца сжатия составляет 10—12 кг/см², а для дизельных — 30—50 кг/см².

Температура газов в конце сжатия определяется из характеристических уравнений:

$$G_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a}; \quad G_c = \frac{p_c V_c}{R_c T_c}.$$

Если принять, что процесс сжатия протекает без утечки газов, то

$$R_a = R_c \text{ и } G_a = G_c = \frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p_c V_c}{T_c},$$

откуда

$$T_c = T_a \frac{p_a \epsilon^{n_1} V_c}{p_a V_a} = T_a \epsilon^{n_1 - 1}.$$

Температура газов в конце сжатия повышается с увеличением температуры конца впуска, степени сжатия и показателя политропы сжатия. Практически температура в конце сжатия составляет для карбюраторных двигателей 650—750° К, для дизелей — 750—950° К.

Степень сжатия оказывает существенное влияние на показатели рабочего процесса двигателя. С ее увеличением возрастает давление в конце сжатия, а следовательно, и в конце сгорания, повышаются термический и эффективный КПД и экономичность двигателя в целом вследствие снижения удельного расхода горючего. Однако с увеличением степени сжатия возрастают силовые нагрузки в узлах двигателя. Практически величина степени сжатия ϵ для современных карбюраторных двигателей находится в пределах 6—8. При специальных сортах бензина с применением антидетонационных присадок степень сжатия может быть повышена до 9—10. Для дизельных двигателей степень сжатия составляет 14—20. Дальнейшее повышение степени сжатия дизелей нерационально, так как значительно перегружается кривошипно-шатунный механизм и большие затраты мощности расходуются на преодоление сил трения.

Значение *показателя политропы* для разных двигателей неодинаково. Более того, для одного двигателя политропа сжатия не остается постоянной, а изменяется в зависимости от условий его работы. Показатель политропы тем больше, чем больше объем цилиндров, ибо при этом двигатель имеет меньшую относительную поверхность охлаждения. Более интенсивное охлаждение повышает теплоотдачу от газа стенкам и политропическое сжатие приближается к изотермическому с уменьшением показателя политропы. С увеличением числа оборотов двигателя время соприкосновения газов со стенками цилиндров за период сжатия сокращается и показатель политропы увеличивается, приближаясь к показателю адиабаты (1,38). Показатель политропы зависит и от других факторов, в том числе от продолжительности открытия впускного клапана и опережения зажигания. Средние значения показателей политропы сжатия η_1 находятся в пределах: для карбюраторных двигателей — 0,30—0,38, для дизелей — 0,28—0,37.

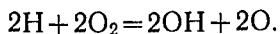
Процесс сгорания. В конце такта сжатия в карбюраторных двигателях рабочая смесь воспламеняется от электрической искры с опережением на 20—40° с той целью, чтобы к приходу поршня в ВМТ произошло полное сгорание смеси. В дизельных двигателях в конце такта сжатия с опережением на 10—30° в цилиндр через форсунку впрыскивается дизельное топливо, которое перемешива-

ется со сжатым воздухом, нагревается от него, самовоспламеняется и сгорает.

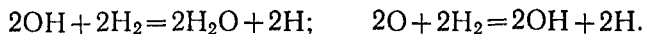
Сложность процесса сгорания обусловлена очень малым периодом времени (0,001—0,005 сек), отводимым на этот процесс. Позднее зажигание или поздний впрыск приводит к догоранию в процессе расширения, что повышает тепловые потери через стенки и снижает экономичность работы двигателя. Продолжительность сгорания топлива характеризуется скоростью сгорания и скоростью распространения пламени.

Скорость сгорания, или интенсивность протекания реакций, выражается в долях секунды от момента зажигания или впрыска топлива до момента образования конечных продуктов или до момента максимального давления сгорания. Скорость распространения пламени характеризует быстроту перемещения фронта пламени по камере сгорания. Скорость сгорания пропорциональна скорости распространения пламени. При нормальном горении эта скорость составляет 20—40 м/сек.

Сгорание топлива представляет собой довольно сложный процесс. По теории цепных реакций механизмом распространения пламени является цепочно-тепловой. В начале сгорания активные центры образуются на электродах запальной свечи (карбюраторные двигатели) или в наиболее нагретой части факела впрыснутого топлива (дизельные двигатели). При повышении температуры количество активных центров, способствующих развитию цепных реакций, увеличивается. Для примера рассмотрим развитие цепной реакции при окислении водорода. В процессе сгорания молекула водорода диссоциирует с образованием двух активных центров (двух свободных атомов $2H$), склонных к дальнейшим реакциям:



В результате реакции получено два свободных радикала OH и два свободных атома кислорода, т. е. четыре активных центра. Дальнейшее развитие цепи происходит по уравнениям:



Образовавшиеся 6 активных центров ($4H$ и $2OH$) развивают реакции с образованием 10 активных центров, затем 16, 26 и т. д. Непрерывного развития реакционной цепи может и не быть, так как одновременно с развитием реакционных цепей происходит и обратное явление — их обрыв в результате дезактивизации активных центров. Характер процесса сгорания зависит от соотношения количества возникающих и обрывающихся цепей. Если количество возникающих активных центров превышает количество распадающихся, скорость реакций быстро возрастает и нормальное сгорание скачкообразно переходит в детонационное.

В карбюраторных двигателях после теплового воздействия искры на рабочую смесь появляются активные центры для развития цепных реакций. В начальный период образуется небольшой очаг горения без повышения температуры и давления всей массы газов в камере сгорания. Этот период сгорания, или период задержки

воспламенения, или период индукции, — первая фаза процесса. Она длится от момента зажигания до начала горения (рис. 2.3, а). Продолжительность первой фазы, соответствующая 4—6° поворота вала двигателя, зависит от физико-химических свойств топлива, температуры, давления и состава сжимаемой смеси, интенсивности искрового разряда в свече, от нагрузки и числа оборотов вала двигателя. В продолжение первой фазы сгорает 6—8% объема смеси от общего объема камеры сгорания.

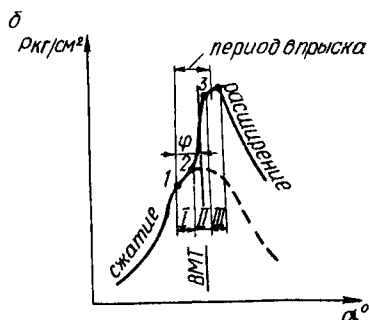


Рис. 2.3. Кривые изменения давления в цилиндре при сгорании топлива:

а — для карбюраторных двигателей: I — момент зажигания свечи; 2 — начало горения; 3 — конец горения; I — первая фаза (образование очага горения); II — вторая фаза (период видимого горения); III — третья фаза (догорание топлива); б — для дизелей: I — начало подачи топлива; 2 — начало воспламенения топлива; I — первая фаза (период индукции); II — вторая фаза (период быстрого сгорания топлива); III — третья фаза (период постепенного сгорания топлива).

Вторая фаза — период видимого сгорания, характеризуется появлением пламени, повышением температуры и давления газов. Когда скорость образования активных центров превысит скорость их исчезновения, прирост тепловыделения значительно превысит теплопередачу в соседние слои смеси, реакция сгорания получит быстрое развитие. Температура и давление окисляющейся рабочей смеси по мере распространения пламени становятся все более высокими за счет дополнительного сжатия и нагрева смеси. В течение второй фазы сгорает около 90% смеси. Продолжительность фазы соответствует 20—30° поворота коленчатого вала. Скорость нарастания давления на каждый градус поворота вала, характеризующая жесткость процесса сгорания, находится в пределах 1,2—2,6 кг/см² на 1°.

Максимальная мощность двигателя получается в том случае, когда давление цикла достигает наибольшего значения при 10—15° поворота коленчатого вала после ВМТ. Продолжительность второй фазы зависит от момента зажигания, состава смеси, формы камеры сгорания, турбулентности смеси и нагрузки двигателя.

Третья фаза — период догорания смеси в процессе расширения.

Нормально начавшийся процесс сгорания в части смеси, наиболее удаленной от источника воспламенения и окисляющейся в

последнюю очередь, может вызвать повышенные температуры и давления с интенсивным образованием активных центров. В результате часть смеси самовоспламеняется раньше, чем к ней подойдет фронт пламени. Образуется взрывная волна, распространяющаяся со скоростью 1500—2000 м/сек и с давлением газов 150—200 кг/см². Такой вид сгорания с неуправляемым мгновенным самовоспламенением и резким возрастанием температур и давлений называется *детонационным сгоранием*. Ударные волны высоких давлений, двигаясь с очень большими скоростями, ударяются о стенки головки и поршня, которые вибрируют, издавая металлический стук. Температура деталей быстро повышается, двигатель перегревается, коэффициент наполнения, а следовательно, и мощность двигателя падают. Таким образом, при детонационном сгорании экономические и мощностные показатели двигателя понижаются, а износ стенок цилиндров и поршневых колец увеличивается. Работа двигателя с детонацией является вредной и недопустимой.

Выбор степени сжатия для двигателей производится с учетом применяемого топлива, формы камеры сгорания, размера цилиндров, материала головки цилиндра и поршня. Детонация появляется при несоответствии детонационной стойкости топлива. Антидетонационные качества топлива оцениваются *октановым числом*. Чем выше октановое число топлива, тем лучше его антидетонационные свойства и тем большая степень сжатия может быть допущена.

Наибольшую склонность к детонации имеют богатые смеси. С ростом числа оборотов и снижением нагрузки двигателя склонность к детонации уменьшается в связи с увеличением количества остаточных газов в смеси. Более раннее по сравнению с требуемым опережение зажигания способствует появлению детонации. Отложение нагара также содействует детонации, поскольку повышает температурный режим двигателя.

В *дизелях* смесеобразование менее совершенно, чем в карбюраторных двигателях. Процессы впрыска топлива, его распыливание, перемешивание с воздухом и сгорание осуществляются в очень короткое время за тысячные доли секунды. Для обеспечения более полного сгорания впрыснутого топлива дизели работают с высоким коэффициентом избытка воздуха. Процесс сгорания в дизелях можно разделить на четыре фазы (рис. 2.3, б).

Первая фаза — это период задержки самовоспламенения топлива, или период индукции, который начинается с момента впрыска топлива и заканчивается моментом самовоспламенения. Подача топлива в камеру сгорания начинается в конце сжатия за 10—30° до прихода поршня в ВМТ, а заканчивается после нее на 10—20°. Давление газов в камере к моменту впрыска топлива составляет 30—50 кг/см², а температура — 600—700°, что значительно превышает температуру самовоспламенения дизельного топлива (около 200° при высоких давлениях). Несмотря на такое превышение температуры, топливо самовоспламеняется не мгновенно, а с небольшой задержкой. Между частью топлива и кислородом по мере подогрева и испарения происходят химические реакции, пред-

шествующие видимому сгоранию. При этом вследствие малого тепловыделения температура и давление в камере сгорания не повышаются. Продолжительность периода задержки самовоспламенения составляет от 0,002 до 0,006 сек (10—30° поворота коленчатого вала).

На продолжительность первого периода влияют физико-химические свойства топлива, температура и давление сжатого воздуха, интенсивность распыливания и вихревого движения заряда. Чем больше период запаздывания воспламенения, тем большее количество топлива накапливается в цилиндре к началу второй фазы и тем с большей скоростью будет нарастать давление после воспламенения.

Вторая фаза — это период распространения пламени по объему камеры сгорания, или период быстрого сгорания. Подготовительные химические реакции, начавшиеся во время задержки воспламенения, развиваются, тепловыделение становится более интенсивным, температура и давление возрастают. Средняя величина нарастания давления во второй фазе, обеспечивающая нормальную работу двигателя, не должна превышать 3—5 кг/см² на 1° поворота коленчатого вала. При более быстром нарастании давления двигатель начинает работать жестко, со стуком. Таким образом, физическая сущность жесткости работы дизеля и детонационных стуков карбюраторного двигателя одна и та же — чрезмерно быстрое нарастание давления в цилиндре. Однако эти явления вызываются разными причинами.

Величина нарастания давления во второй фазе сгорания зависит от продолжительности периода задержки воспламенения, а также от интенсивности подачи и распыливания топлива как в первом, так и во втором периоде. Применение в дизелях топлива с малым периодом задержки самовоспламенения при прочих равных условиях обеспечивает плавное нарастание давлений и небольшие максимальные давления цикла.

Для дизелей более пригодны топлива с низкими температурами самовоспламенения, в состав которых обычно входят углеводороды парафинового ряда с цепным строением молекул. Степень пригодности топлива для дизелей оценивается цетановым числом (процентное содержание цетана в его смеси с α -метилнафталином). С понижением температуры самовоспламенения и повышением цетанового числа период задержки самовоспламенения сокращается. Идеальным топливом для дизелей было бы такое, которое воспламенялось бы немедленно при поступлении в цилиндр.

Третья фаза охватывает период воспламенения топлива непосредственно по выходе из форсунки и характеризуется незначительным повышением давления. Эта фаза начинается при положении поршня, близком к ВМТ, когда горение распространилось по всей камере сгорания. Чем интенсивнее перемешивание горячих частиц топлива с воздухом, тем третья фаза короче и тем полнее сгорание. Максимальная температура цикла достигается при 20—35° угла поворота коленчатого вала после ВМТ.

Четвертая фаза — это период догорания топлива после момента достижения максимальной температуры цикла.

Температура газов в конце сгорания T_z определяется по уравнению теплового баланса. Тепловой баланс учитывает, с одной стороны, тепло, внесенное в двигатель, т. е. внутреннюю энергию рабочей смеси до сгорания топлива, и тепло, выделяющееся в процессе сгорания, с другой стороны, — внутреннюю энергию газов в цилиндре после сгорания топлива и работу, совершенную этими газами в период сгорания:

$$Q_c Q_{H_H} = Q_z + Q_p = \text{const.}$$

Для дизельного двигателя это имеет следующий вид.

1. Внесенное тепло.

Тепло в газах до сгорания:

$$Q_c = M_c m C'_V T_c = \alpha L_0 (1 + \gamma) m C'_V T_c \text{ ккал/кг.}$$

Тепло, сообщенное газам при сгорании топлива:

$$Q_H = \xi H_H \text{ ккал/кг.}$$

2. И использованное тепло.

Тепло в газах после сгорания:

$$Q_z = (M_z + M_z) m C''_V T_z = M_z m C''_V T_z \text{ ккал/кг.}$$

Тепло, эквивалентное работе расширения газов за период сгорания топлива при $p = \text{const}$:

$$Q_{p=\text{const}} = A (p_z V_z - \lambda p_c V_c) = 1,985 [M_z T_z - \lambda \alpha L_0 (1 + \gamma) T_c] \text{ ккал/кг.}$$

Итак, уравнение сгорания для дизелей:

$$\frac{\xi H_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + (m C'_V + 1,985 \lambda) T_c = \mu m C''_V T_z.$$

Для карбюраторного двигателя уравнение сгорания выглядит следующим образом.

Процесс сгорания протекает при $V = \text{const}$, и работа расширения за период сгорания равна нулю: $L_{p=\text{const}} = 0$. Тогда уравнение $Q_c + Q_H = Q_z$ расшифруется так:

$$\text{при } \alpha > 1 \quad \frac{\xi H_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + m C'_V T_c = \mu m C''_V T_z;$$

$$\text{при } \alpha < 1 \quad \frac{\xi (H_H - \Delta H_H)}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + m C'_V T_c = \mu m C''_V T_z.$$

Температура газов в конце сгорания на различных режимах работы двигателя находится в пределах: для карбюраторных двигателей — 2200—2700° K, для дизельных двигателей — 1800—2100° K.

Более низкая температура в конце сгорания у дизелей получается благодаря меньшей теплотворной способности рабочей смеси (большой коэффициент избытка воздуха) и более низкому коэффициенту использования тепла ξ .

Давление газов в конце сгорания p_z определяется путем преобразования характеристического уравнения для точек конца сжатия s и конца сгорания z :

$$M_c = M_1 + M_r = \frac{p_c V_c}{R_c T_c}; \quad M_z = M_2 + M_r = \frac{p_z V_z}{R_z T_z}.$$

Отсюда получим для дизельного двигателя:

$$p_z = p_c \lambda = p_c \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c} \text{ кг/см}^2;$$

для карбюраторного двигателя:

$$p_z = p_c \mu \frac{T_z}{T_c} \text{ кг/см}^2.$$

Процесс расширения. Газы, содержащиеся в цилиндре после сгорания топлива, расширяются и давят на поршень, который перемещается к НМТ. При этом энергия продуктов сгорания, обладающая высокой температурой, трансформируется в механическую работу. Началом процесса расширения условно считают момент достижения в цилиндре максимального давления цикла, что практически связано с окончанием процесса видимого сгорания. Процесс расширения принимают политропическим, хотя по ходу движения поршня показатель *политропы расширения* n_2 меняется. В начале процесса расширения вследствие интенсивного догорания топлива приток тепла к газам будет значительно большим, чем теплоотдача стенкам. Температура газов несколько возрастает, и показатель линии расширения будет меньше единицы. В конце расширения, когда догорание топлива отсутствует, а поверхность охлаждения становится больше, показатель линии расширения увеличивается до 1,5—2.

Для упрощения расчетов показатель политропы расширения для данных оборотов приближенно принимают постоянным и равным среднему значению за процесс расширения. В таком случае политропа расширения подчиняется уравнению $pV^{n_2} = \text{const}$.

При полной нагрузке и с увеличением числа оборотов вала двигателя показатель политропы расширения уменьшается до 1,2. Среднее значение показателя политропы расширения составляет для карбюраторных двигателей 1,25—1,33; для дизелей — 1,22—1,25.

Давление в конце процесса расширения p_b может быть определено на основании термодинамических соотношений политропического процесса:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}.$$

Для карбюраторных двигателей

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \approx 3 \div 5 \text{ кг/см}^2;$$

для дизельных двигателей

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}} = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \approx 2 \div 4 \text{ кг/см}^2,$$

где $\rho = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}$ — степень последующего расширения.

Температура в конце расширения T_b определяется из характеристических уравнений

$$T_z V_z^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1}.$$

Для карбюраторных двигателей

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \approx 1200 \div 1500^\circ \text{K};$$

для дизельных двигателей

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \approx 900 \div 1300^\circ \text{K}.$$

Процесс выпуска. Выпуск начинается с момента открытия выпускного клапана, когда давление в цилиндре составляет 4—5 кг/см^2 , а температура 1200—1500° К. В целях уменьшения работы на процесс выталкивания газов, а также сокращения периода нахождения стенок цилиндров под воздействием газов высокой температуры выпускное отверстие открывается со значительным опережением (40—80° до НМТ). Отработавшие газы благодаря перепаду давлений в цилиндре и выпускном трубопроводе с критическими скоростями (400—500 м/сек) вытекают из цилиндра. При этом получаются характерные звуковые эффекты, для поглощения которых устанавливаются глушители.

В конце предварения выпуска при подходе поршня к НМТ давление и температура в цилиндре понижаются и скорость истечения газов падает. Дальнейшее удаление отработавших газов происходит выталкиванием их из цилиндра поршнем. В этот основной период выпуска истечение газов происходит со скоростями 60—100 м/сек .

Выпускное отверстие закрывается с небольшим запаздыванием после прохождения поршнем ВМТ. В этот период газы продолжают выходить из цилиндра по инерции, несмотря на то, что давление внутри цилиндра падает ниже атмосферного.

Средняя температура отработавших газов в конце выпуска T_z равна 800—1000° К и зависит от числа оборотов коленчатого вала, состава смеси, скорости распространения фронта пламени, момента зажигания или впрыска и др. *Среднее значение* давления газов при выпуске составляет 1,05—1,25 кг/см^2 и зависит от числа оборотов вала двигателя, нагрузки, фаз газораспределения.

ГЛАВА 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Индикаторная мощность двигателя

В результате осуществления рабочего цикла часть тепловой энергии топлива превращается в полезную механическую работу, которую принято называть *индикаторной*. Индикаторная работа определяется площадью, заключенной между линиями сжатия и расширения на индикаторной диаграмме. Действительная индикаторная диаграмма получается при индицировании двигателя, а теоретическая — графическим построением по данным теплового расчета. Площадь действительной диаграммы меньше площади теоретической примерно на 5—6% (см. рис. 2.1). Это происходит за счет скругления линий реальной диаграммы. Вследствие опережения зажигания или впрыска топлива линия сжатия плавно переходит в линию сгорания (I); из-за сравнительно большой продолжительности процесса сгорания имеет место потеря площади в конце сгорания (II), а из-за предварения открытия выпускного клапана — потеря площади в конце выпуска (III). Уменьшение площади действительной индикаторной диаграммы L_i по сравнению с теоретической L'_i учитывается *коэффициентом полноты диаграммы*.

$$\mu = \frac{L_i}{L'_i} = 0,92 \div 0,97.$$

Кроме того, следует учитывать потери части индикаторной работы ΔL_i на осуществление процесса впуска и выпуска, т. е. на процессы газообмена. Эти потери эквивалентны площади диаграммы, заключенной между линиями впуска и выпуска. Таким образом, индикаторная работа

$$L_i = \mu L'_i - \Delta L_i.$$

Среднее индикаторное давление p_i есть условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа газов за рабочий ход поршня соответствует индикаторной работе цикла. Среднее индикаторное давление теоретической диаграммы определяется как отношение индикаторной работы газов L'_i к рабочему объему V_h :

$$p'_i = \frac{L'_i}{10^4 \cdot V_h} \text{ кГ/см}^2. \quad (3.1)$$

Индикаторная работа находится как разность между работой расширения и сжатия:

$$L'_i = L'_2 - L'_1.$$

Работа расширения определяется как сумма работ на участках диаграммы предварительного и последующего расширения:

$$L'_2 = P_z V_z - P_z V_c + \frac{1}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_b V_b) \text{ кГм.}$$

Работа сжатия имеет следующее выражение:

$$L'_1 = \frac{1}{n_1 - 1} (P_c V_c - P_a V_a) \text{ кГм.}$$

Таким образом, индикаторная работа

$$L_i' = P_z(V_z - V_c) + \frac{1}{n_2 - 1}(P_z V_z - P_b V_b) - \frac{1}{n_1 - 1}(P_c V_c - P_a V_a) \text{ кгм.}$$

Подставив в формулу (3.1) значение L_i' и раскрыв некоторые величины:

$$P_z = \lambda P_c = \lambda P_a \epsilon^{n_1}; \quad P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = P_c \frac{\lambda}{\delta^{n_2}} = \frac{\lambda P_a \epsilon^{n_1}}{\delta^{n_2}};$$

$$\frac{P_a}{10^4} = p_a \text{ кг/см}^2; \quad \delta = \frac{\epsilon}{\rho},$$

получим значение среднего индикаторного давления теоретического цикла.

Для дизельных двигателей

$$p_i' = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кг/см}^2.$$

Для карбюраторных двигателей ($\rho = 1$; $\delta = \epsilon$)

$$p_i' = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кг/см}^2.$$

Действительное расчетное индикаторное давление

$$p_i = p_i' \mu - \Delta p \text{ кг/см}^2,$$

где $\Delta p = p_r - p_a$ — разность давления газов в конце выпуска и в конце впуска.

Среднее индикаторное давление по реальной индикаторной диаграмме, снятой с работающего двигателя,

$$p_i = \frac{F}{S} m \text{ кг/см}^2,$$

где F — площадь индикаторной диаграммы, определяемая с помощью планиметра, мм²; S — длина индикаторной диаграммы, соответствующая ходу поршня, мм; m — масштаб давлений, кг/см² на 1 мм высоты диаграммы.

Мощность, развиваемая газами в цилиндрах двигателя, называется *индикаторной мощностью* и выражается так:

$$N_i = p_i F S \frac{i \cdot 2}{60 \cdot 75 \tau} = \frac{p_i V_{hi} i n}{225 \tau} \text{ л. с.},$$

где p_i — среднее индикаторное давление, кг/см²; F — площадь поршня (цилиндра), см²; S — ход поршня, м; i — число цилиндров; τ — тактность двигателя; n — число оборотов коленчатого вала, об/мин; V_h — рабочий объем цилиндра:

$$V_h = F S 10 \text{ дм}^3.$$

Для четырехтактного двигателя ($\tau = 4$)

$$N_i = \frac{p_i V_{hi} i n}{900} \text{ л. с.}$$

Для двухтактного двигателя ($\tau=2$)

$$N_i = \frac{p_i V_{hi} n}{450} \text{ л. с.}$$

Как видно из приведенных зависимостей, индикаторная мощность прямо пропорциональна среднему индикаторному давлению, рабочему объему и числу оборотов коленчатого вала.

Литровая индикаторная мощность — это мощность, снимаемая с литра рабочего объема двигателя:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_i}{V_{hi}} = \frac{p_i n}{225 \tau} \text{ л. с./л.}$$

Этот показатель удобен для сравнения разных двигателей. Для двигателей грузовых автомобилей $N_{\text{л}} = 30 \div 50 \text{ л. с./л.}$, для тракторных дизелей $N_{\text{л}} = 15 \div 20 \text{ л. с./л.}$

Величина мощности, развиваемой двигателем, находится в прямой зависимости от *коэффициента наполнения*

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0}, \quad (3.2)$$

где G_1 — вес свежего заряда, поступившего в цилиндр за цикл:

$$G_1 = \alpha l_0 G_{\tau} \frac{\tau}{2 \cdot 60 \pi i} \text{ кг/цикл},$$

G_0 — вес, который имел бы заряд, заполнивший рабочий объем при нормальном давлении p_0 и температуре T_0 у входа в систему выпуска:

$$G_0 = V_s \gamma_0 \frac{1}{1000 \cdot i} \text{ кг/цикл}.$$

Часовой расход топлива

$$G_{\tau} = \frac{g_i N_i}{1000} = \frac{632,3 \cdot p_i V_s n}{H_{\text{н}} \eta_i \cdot 225 \tau} \text{ кг/ч.}$$

После подстановки соответствующих значений в уравнение (3.2) получим

$$\eta_v = \frac{1000 \cdot 632,3}{27\,000} \cdot \frac{\alpha l_0 p_i}{\gamma_0 H_{\text{н}} \eta_i}.$$

Отсюда находим зависимость среднего индикаторного давления

$$p_i = 0,047 \frac{H_{\text{н}}}{\alpha l_0} \eta_v \eta_i \gamma_0.$$

Как видно, среднее индикаторное давление, а следовательно, величина мощности двигателя зависит от многих факторов как конструктивного, так и эксплуатационного характера. Сюда относятся теплотворная способность топлива и коэффициент избытка воздуха, коэффициент наполнения η_v , индикаторный КПД η_i и удельный вес воздуха γ_0 . Среднее индикаторное давление находится в пределах: для карбюраторных двигателей — $8\text{—}11 \text{ кг/см}^2$, для дизелей — $7\text{—}10 \text{ кг/см}^2$.

У дизелей среднее значение p_i несколько ниже, чем у карбюраторных двигателей, так как они работают с большим коэффициентом избытка воздуха, что вызывает уменьшение теплотворной способности горючей смеси.

Эффективным средством повышения мощности двигателей при тех же габаритных размерах, весе и топливе является наддув двигателя. Наддув представляет собой питание двигателя воздухом, давление которого выше атмосферного ($1,3\text{--}3,0 \text{ кг/см}^2$):

$$N_i = 0,0427 \frac{H_n}{\alpha l_0} \eta_i \eta_v \gamma_n \frac{V_{hin}}{225 \tau} \text{ л. с.},$$

где γ_n — удельный вес воздуха при наддуве:

$$\gamma_n = \frac{10\,000}{R} \cdot \frac{p_n}{T_n}$$

по аналогии с удельным весом воздуха

$$\gamma_0 = \frac{10\,000}{R_0} \cdot \frac{p_0}{T_0}.$$

Здесь R_0 — газовая постоянная воздуха: $R_0 = 23,3 \text{ кгм/кг}^\circ \text{К}$; p_n — давление воздуха после нагнетания, кг/см^2 ; T_n — температура воздуха после нагнетания, $^\circ \text{К}$.

Таким образом,

$$N_i = 0,0427 \frac{H_n}{\alpha l_0} \eta_i \eta_v \frac{10\,000}{R} \cdot \frac{p_n}{T_n} \cdot \frac{V_{hin}}{225 \tau} \text{ л. с.}$$

или

$$N_i = A \frac{1}{\alpha} \eta_i \eta_v n \frac{p_n}{T_n} \text{ л. с.},$$

где A — постоянная величина.

Следовательно, мощность при наддуве прямо пропорциональна давлению нагнетаемого воздуха (для дизелей) и обратно пропорциональна его температуре.

По мере повышения давления наддува возрастают силовые и тепловые нагрузки двигателя и увеличивается расход мощности. При давлении наддува $p_n < 3 \text{ кг/см}^2$ мощность на приводе нагнетателя с избытком покрывается за счет повышения мощности двигателя. Мощность для двухтактных дизелей за счет наддува увеличивается на $40\text{--}50\%$, для четырехтактных двигателей возможно увеличение до 100% .

Экономичность действительного цикла характеризуется *индикаторным* КПД. Тепловая энергия топлива не полностью преобразуется в индикаторную мощность. Кроме теоретически неизбежных потерь, на основании 2-го закона термодинамики, часть энергии теряется вследствие неполноты сгорания топлива, большой отдачи тепла в охлаждающую среду, утечки газов из-за недостаточной герметичности цилиндров, уноса тепла с продуктами сгорания и др.

Отношение тепла, превращенного в индикаторную работу цикла L_i , к теплу топлива Q_1 , которое могло бы выделиться при полном сгорании, называется *индикаторным* КПД. Он оценивает степень использования теплоты в цилиндре двигателя:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1} = \frac{632,3N_i}{G_{\tau}H_n} = \frac{632,3 \cdot 1000}{g_i H_n},$$

где $632,3$ — термический эквивалент работы, равный $1 \text{ л. с.} \cdot \text{ч}$; g_i — удельный расход топлива, $\text{г/л. с.} \cdot \text{ч}$.

Величина индикаторного КПД для различных двигателей при полной нагрузке находится в пределах 0,25—0,45. Для карбюраторных двигателей η_i достигает 35%, для дизелей — 45%. При полной нагрузке и малых числах оборотов потери на процессы газообмена невелики, но тепловые потери в стенки цилиндров достигают максимума и η_i имеет небольшие значения. При средних числах оборотов потери тепла в стенки цилиндров уменьшаются, но увеличиваются потери с выпускными газами, суммарные тепловые потери сокращаются и η_i достигает максимума. При больших числах оборотов тепловые потери в стенки цилиндров невелики, однако потери с выпускными газами и насосные потери значительные. В итоге η_i снижается.

Степень совершенства действительного рабочего цикла по сравнению с теоретическим оценивается *относительным* КПД.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Для дизельных двигателей относительный КПД составляет 0,6—0,8; для карбюраторных двигателей — 0,8—0,9.

Экономичность действительного цикла характеризуется величиной расхода топлива на одну индикаторную л. с. · ч. Индикаторный *удельный расход топлива*

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} = \frac{632,3 \cdot 1000}{H_{\text{н}} \eta_i} \text{ г/л. с. · ч.}$$

Удельный расход топлива изменяется в зависимости от числа оборотов вала и нагрузки двигателя. Чем совершеннее рабочий цикл и меньше тепловые потери, тем меньше удельный расход топлива.

При полной нагрузке двигателя удельный расход топлива колеблется в пределах: для карбюраторных двигателей — 180—250 г/л. с. · ч; для дизелей — 140—170 г/л. с. · ч.

3.2. Эффективные показатели двигателя

Эффективная мощность N_e — это мощность на коленчатом валу двигателя, которая может быть использована для приведения в действие рабочей машины. Часть индикаторной мощности — *мощность механических потерь* $N_{\text{мех}}$ — затрачивается на трение в сопряженных движущихся деталях двигателя, на привод вспомогательных механизмов и на совершение процесса газообмена. Потери на трение составляют около 70% всех механических потерь. Потери на приведение в действие вспомогательных механизмов двигателя (около 30%) складываются из затрат мощности на вращение механизма газораспределения, водяного, масляного и топливного насосов, вентилятора, электрического генератора и др.

Эффективная мощность определяется из выражения

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} = \frac{p_i V_{\text{н}} \dot{n}}{225 \tau} - \frac{p_{\text{мех}} V_{\text{н}} \dot{n}}{225 \tau} = \frac{p_e V_{\text{н}} \dot{n}}{225 \tau} \text{ л. с.}$$

Мощность механических потерь зависит от числа оборотов коленчатого вала, температурного режима двигателя, качества сма-

зочного материала, степени совершенства обработки деталей, степени приработки их и др. Механические потери быстро возрастают с увеличением числа оборотов вала двигателя:

$$N_{\text{мех}} = An^m,$$

где A — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции двигателя; m — показатель степени, зависящий от вязкости масла, степени изношенности двигателя, положения дроссельной заслонки и др.: $m = 1,5 \div 2,2$.

Мощность механических потерь определяется экспериментально методом прокручивания двигателя на специальных стендах.

Принято оценивать механические потери по относительной величине — *механическому КПД* двигателя η_m , который представляет собой отношение эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_{\text{мех}}}{N_i} = 1 - \frac{P_{\text{мех}}}{P_i}.$$

Значения механического КПД при максимальной мощности двигателя колеблются в пределах 0,75—0,85.

Среднее эффективное давление p_e характеризует напряженность цикла и зависит в основном от степени сжатия, состава горючей смеси, наполнения цилиндров и механических потерь двигателя:

$$p_e = p_i \eta_m = 0,0427 \frac{H_n}{\alpha l_0} \eta_i \eta_v \eta_m \gamma_0 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее эффективное давление достигает максимального значения на малых и средних оборотах вала двигателя. На больших оборотах p_e уменьшается в связи с ухудшением наполнения цилиндров и возрастания механических потерь.

Величина среднего эффективного давления при полной нагрузке составляет: для карбюраторных двигателей — 7—10 кг/см²; для дизелей — 6—8 кг/см².

Крутящий момент отображает нагрузку на двигатель. С увеличением нагрузки возрастает и крутящий момент. При определенном числе оборотов он достигает своего максимума. При меньшем числе оборотов под нагрузкой двигатель глохнет:

$$M_{\text{дв}} = 716,2 \frac{N_e}{n} = \frac{716,2}{225} \cdot \frac{V_{hi}}{\tau} p_e \text{ кгм}.$$

Так как $\frac{V_{hi}}{\tau}$ является величиной постоянной, то можно написать

$$M_{\text{дв}} = A p_e \text{ кгм},$$

$$\text{где } A = \frac{716,2}{225} \cdot \frac{V_{hi}}{\tau}.$$

Эффективный КПД — это отношение тепловой энергии, эквивалентной эффективной мощности, к теплу, внесенному в цилиндры для получения этой мощности:

$$\eta_e = \frac{632,3 N_e}{H_{нгT}} = \frac{632,3 \cdot 1000}{H_{нге}} = \eta_i \eta_m.$$

Индикаторный КПД учитывает только тепловые потери, эффективный КПД учитывает как тепловые, так и механические потери. Повышение индикаторного КПД достигается совершенствованием рабочего цикла, а увеличение механического КПД — снижением механических потерь.

Эффективный КПД является показателем экономичности двигателя. Он зависит от режима работы двигателя, состава рабочей смеси, технического состояния двигателя и др.

При полной нагрузке двигателя его среднее значение колеблется в пределах: для карбюраторных двигателей — 0,22—0,30, для дизельных двигателей — 0,28—0,38.

Удельный расход топлива является одной из важнейших характеристик двигателя. Экономичность двигателей оценивается эффективным удельным расходом топлива на номинальном режиме и минимальным удельным расходом по регуляторной характеристике.

В технической характеристике приводится гарантийный удельный расход топлива при номинальной мощности. Фактический расход топлива не должен превышать эту величину за весь гарантийный срок службы двигателя. Удельный расход топлива в основном зависит от использования тепловой энергии, выделившейся при сгорании топлива:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{632,3 \cdot 1000}{H_{\text{н}} \eta_e} \text{ г/л. с.} \cdot \text{ч.}$$

Средние значения удельного расхода топлива таковы: для быстроходных дизелей — 160—220 г/л. с. · ч; для карбюраторных двигателей — 200—280 г/л. с. · ч.

Литровая эффективная мощность — это максимальная эффективная мощность, которая может быть снята с одного литра рабочего объема двигателя:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_{\text{е max}}}{V_{\text{н i}}} = \frac{p_e n}{225 \tau} \text{ л. с./л.}$$

Литровая мощность характеризует степень использования рабочего объема двигателя. У карбюраторных двигателей она больше, чем у однотипных дизельных двигателей, так как последние работают с большим избытком воздуха.

Для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей и тягачей литровая мощность лежит в пределах 20—30 л. с./л; для дизельных двигателей грузовых автомобилей и тягачей — 15—25 л. с./л; для дизельных тракторных двигателей — 8—12 л. с./л.

Удельный вес двигателя есть вес, приходящийся на одну лошадиную силу мощности двигателя:

$$G_{\text{уд}} = \frac{G_{\text{дв}}}{N_e} \text{ кг/л. с.,}$$

где $G_{\text{дв}}$ — сухой вес двигателя, кг.

Удельный вес снижается с увеличением числа оборотов двигателя и среднего эффективного давления. Удельный вес существующих конструкций двигателей составляет: автомобильных — 2—5 кг/л. с; тракторных — 10—15 кг/л. с.

Оценка металлоемкости двигателей по удельному весу имеет свои недостатки, так как двигатели могут иметь разные номинальные мощности и разные степени форсировки даже при одинаковом их назначении. Металлоемкость двигателя, его конструктивное и технологическое совершенство более правильно оценивать по литровому весу, поскольку эта величина является постоянной для каждого двигателя.

Литровый вес — это вес, приходящийся на один литр объема двигателя:

$$G_{\text{л}} = \frac{G_{\text{дв}}}{V_{\text{hi}}} \text{ кг/л.}$$

Литровый вес карбюраторных двигателей грузовых автомобилей лежит в пределах 50—80 кг/л, дизельных тракторных двигателей — 80—150 кг/л.

Основными конструктивными размерами двигателя являются диаметр цилиндра и ход поршня. Они определяются из уравнения эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e V_{\text{hi}} n}{225 \tau} \text{ л. с.}$$

Отсюда рабочий объем

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{225 \tau N_e}{p_e n} \text{ дм}^3. \quad (3.3)$$

Обозначив через ψ отношение хода поршня к диаметру, получим $S = d\psi$ или

$$V_h = \frac{\pi d^3}{4} \psi \text{ дм}^3. \quad (3.4)$$

Совместное решение уравнений (3.3) и (3.4) относительно диаметра дает

$$d = 6,55 \sqrt[3]{\frac{\tau N_e}{\psi p_e n}} \text{ дм.}$$

Для современных автотракторных двигателей ψ находится в пределах 0,8—1,4.

Снижение ψ и уменьшение S при одном и том же V_h (короткоходные двигатели) дает ряд следующих преимуществ: повышается литровая мощность; обеспечивается более умеренная скорость поршня при больших оборотах, несколько повышенный механический КПД, а следовательно, снижается износ цилиндра-поршневой группы двигателя; повышается индикаторный КПД за счет снижения тепловых потерь при сгорании топлива; уменьшается высота и вес двигателя.

Однако уменьшение длины хода поршня и увеличение диаметра сопровождается и недостатками, такими, как ухудшение формы камеры сгорания, увеличение давления газов на поршень и габаритной длины двигателя.

Тепловой баланс двигателя представляет собой количественное распределение тепловой энергии топлива. Тепловой баланс позволяет установить степень совершенства двигателя и наметить

пути повышения экономичности его работы. Он определяется на основании экспериментальных данных при испытании двигателя. В общем виде уравнение теплового баланса имеет следующую запись:

$$Q_T = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_r + Q_{\text{ост.}}$$

Количество тепла Q_T , которое может выделиться при полном сгорании топлива, определяется по его часовому расходу G_T и теплотворной способности H_H :

$$Q_T = G_T H_H \text{ ккал/ч.}$$

Тепло, превращенное в полезную эффективную работу,

$$Q_e = 632,3 N_e = Q_T \eta_e \text{ ккал/ч.}$$

Тепло, отводимое с охлаждающей средой,

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} C (t_2 - t_1) \text{ ккал/ч,}$$

где $G_{\text{охл}}$ — количество охлаждающей жидкости или воздуха, проходящей через двигатель, кг/ч; C — теплоемкость охлаждающей жидкости или воздуха, ккал/кг · град; t_2 и t_1 — соответственно температуры охлаждающей жидкости или воздуха при выходе и входе в двигатель, °С.

Стенкам цилиндров передается тепло от горячих газов и тепло, эквивалентное работе трения поршня в цилиндре, а стенкам головки — тепло от горячих газов. В двигателях внутреннего сгорания эти потери составляют 25—40% тепла топлива.

Тепло, уносимое с выпускными отработавшими газами

$$Q_r = (G_T + G_B) C_{\text{ср}} (t_r - t_0) \text{ ккал/ч,}$$

где G_T и G_B — соответственно часовой расход топлива и воздуха, кг; $C_{\text{ср}}$ — теплоемкость отработавших газов, ккал/кг · град; t_r и t_0 — соответственно температуры отработавших газов и свежего заряда на входе, °С.

С выхлопными газами уносится от 30 до 40% тепла топлива. Тепло, не выделившееся вследствие химической неполноты сгорания, является довольно значительной потерей при работе с $\alpha < 1$. При работе на бедных смесях эти потери ничтожны:

$$Q_H = 14\,700(1 - \alpha) G_T \text{ ккал/ч.}$$

Потери от неполноты сгорания составляют от 3 до 5%.

Остаточный член теплового баланса $Q_{\text{ост}}$ представляет суммарное количество неучтенных потерь (3—10%). Он включает потери, связанные с физической неполнотой сгорания, работой вспомогательных механизмов, трением в подшипниках коленчатого вала двигателя и др.

Величины отдельных составляющих теплового баланса не являются постоянными, они изменяются в зависимости от нагрузки двигателя.

3.3. Скоростная характеристика

Двигатели транспортных машин в условиях эксплуатации работают с нагрузками и скоростными режимами, изменяющимися в самых широких пределах. Поэтому при оценке этих двигателей с точки зрения динамических и экономических качеств большое значение имеют величины эффективных мощностей при разных нагрузках и разных числах оборотов коленчатого вала.

Зависимость основных параметров — эффективной мощности, крутящего момента, эффективного давления и расхода топлива — от скорости вращения коленчатого вала называется *скоростной характеристикой двигателя*.

Скоростная характеристика, определенная при полной нагрузке, т. е. при полном открытии дроссельной заслонки или при полной подаче топливного насоса дизеля, называется *внешней скоростной характеристикой*. Она определяет наибольшие эффективные мощности и крутящие моменты, которые можно получить от данного двигателя при разных оборотах и минимальных удельных расходах топлива.

Характеристики, полученные при неполном открытии дроссельной заслонки или неполной подаче топлива (80; 60; 50% и т. д.) называются *частичными скоростными характеристиками*.

Скоростная характеристика строится по данным, полученным при испытании двигателя на тормозном стенде. До настоящего времени еще нет метода теоретического расчета скоростных характеристик, дающего удовлетворительное совпадение с результатами испытаний двигателя. При отсутствии экспериментальных данных пользуются эмпирическими зависимостями, которые позволяют по известным координатам одной точки воспроизвести всю кривую:

$$N_{ex} = N_{e\max} \left[a \frac{n_x}{n_a} + b \left(\frac{n_x}{n_a} \right)^2 - c \left(\frac{n_x}{n_a} \right)^3 \right] \text{ л. с.},$$

где $N_{e\max}$ — максимальная мощность двигателя, заданная или взятая из технической характеристики, л. с.; n_a — соответствующие максимальной мощности обороты двигателя, об/мин; n_x — число оборотов, при котором определяется мощность двигателя, об/мин; a, b, c — числовые коэффициенты: для карбюраторных двигателей $a=b=c=1$; для четырехтактных дизелей $a=0,53$; $b=1,56$; $c=1,09$; для двухтактных дизелей $a=0,87$; $b=1,13$; $c=1$.

Эмпирическая формула для удельных расходов топлива:

$$g_{ex} = g_e \left[a + b \frac{n_x}{n_a} + c \frac{n_x^2}{n_a^2} \right] \text{ г/л. с.} \cdot \text{ч},$$

где g_e — удельный расход топлива, полученный при тепловом расчете или взятый из технической характеристики; a, b, c — числовые коэффициенты: для карбюраторных двигателей $a=1,2$; $b=1$; $c=0,8$; для дизелей с непосредственным впрыском топлива $a=b=1,55$; $c=1$; для дизелей с вихрекамерным распыливанием $a=b=1,35$; $c=1$.

Скоростные характеристики показывают, что двигатели могут работать в очень широких диапазонах чисел оборотов. Однако на

высоких скоростных режимах резко снижаются эффективная мощность и крутящий момент (обращающиеся в нуль при разностном числе оборотов) и практически используется только часть скоростных режимов двигателя.

На кривых скоростной характеристики (рис. 3.1) можно отметить ряд характерных точек. Точка *e* соответствует минимально устойчивому числу оборотов двигателя без нагрузки. На малых оборотах среднее эффективное давление невелико благодаря медленному протеканию процесса сгорания топлива и большой теплоотдаче в охлаждающую среду. Поэтому и мощность двигателя на

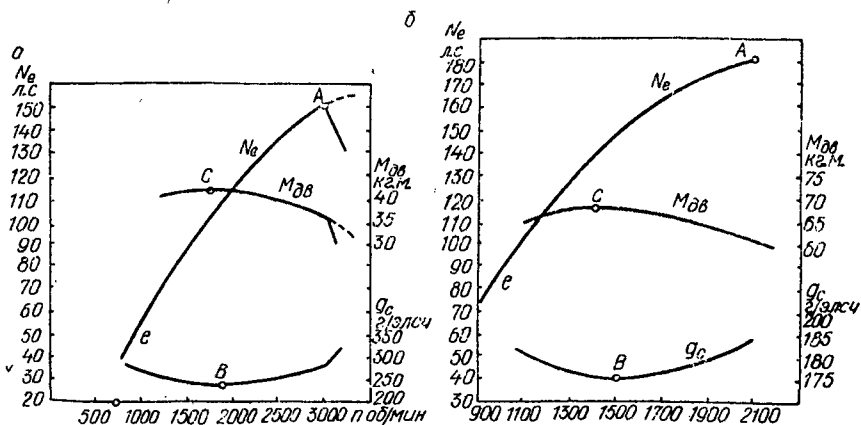


Рис. 3.1. Внешние скоростные характеристики двигателей:
 а — ЗИЛ-130; б — ЯМЗ-236; А — максимальная мощность; С — максимальный крутящий момент;
 В — минимальный удельный расход топлива.

малых оборотах также невелика. По мере увеличения числа оборотов до n_c среднее эффективное давление увеличивается, так как улучшаются условия сгорания, и кривая мощности круто поднимается вверх. Точка *c*, отмеченная на кривой мощности, соответствует максимальному крутящему моменту и минимально устойчивому числу оборотов коленчатого вала двигателя под нагрузкой.

В дальнейшем по мере увеличения числа оборотов рост мощности несколько замедляется в силу уменьшения среднего эффективного давления (ухудшается наполнение цилиндров и увеличиваются механические потери). При некотором числе оборотов n_a , называемом номинальным, кривая мощности достигает максимума, а затем падает. Это происходит потому, что уменьшение среднего эффективного давления оказывает большее влияние на мощность, чем увеличение числа оборотов коленчатого вала. Кривая мощности ограничивается в точке *d* (номинальная мощность) допустимым с точки зрения износа числом оборотов $n_{d\max}$.

Крутящий момент достигает максимального значения при числе оборотов $n_c \approx 0,5n_a$. Величина крутящего момента зависит от

среднего эффективного давления, и характер этих кривых одинаков. Более резкое падение кривых происходит на больших оборотах из-за возрастания механических потерь и на малых оборотах из-за ухудшения использования тепла топлива.

Устойчивость скоростного режима двигателя оценивается *коэффициентом приспособляемости*, который выражает отношение максимального крутящего момента $M_{e\max}$ к моменту при максимальной мощности M_e :

$$K = \frac{M_{e\max}}{M_e}.$$

Коэффициент приспособляемости характеризует способность двигателя преодолевать возрастающие сопротивления без перехода на низшую передачу. Он является показателем динамичности двигателя. Чем выше этот показатель, тем меньше будет изменяться скоростной режим двигателя, а следовательно, и скорости движения машины. Средние значения коэффициента приспособляемости лежат в пределах: для карбюраторных двигателей — 1,15—1,35; для дизелей — 1,1—1,15; для дизелей с корректирующим устройством — 1,2—1,25.

Установлено, что при уменьшении числа оборотов крутящий момент карбюраторных двигателей возрастает более интенсивно, чем у дизелей. В современных двигателях перепад чисел оборотов при изменении крутящего момента от M_e до $M_{e\max}$ находится в пределах 1,4—2,5 (большие значения имеют дизели).

У дизелей без корректора значения K невелики, а перепад чисел оборотов $\frac{n_a}{n_c}$ достаточно высок. Поэтому для качественного выполнения работ (особенно на тракторах), требующих постоянства скоростного режима, между двигателем и ходовой частью вводятся многоступенчатые коробки передач.

У дизелей с корректором при работе на режиме ниже номинального с увеличением внешних сопротивлений нагрузка на двигатель увеличивается, а число оборотов снижается. Регулятор в данном случае перемещает рейку в сторону увеличения подачи топлива в цилиндры до наступления равновесия моментов двигателя и внешних сопротивлений. Когда рейка насоса перемещается в положение полной подачи топлива, а внешняя нагрузка возрастает, то равновесное состояние моментов достигается увеличением крутящего момента двигателя за счет повышения подачи топлива с помощью корректора.

Точка ϵ на характеристике соответствует максимальной экономичности расхода топлива. Наименьший удельный расход топлива $g_{e\min}$ наблюдается при средних оборотах двигателя. Отклонение оборотов от n_ϵ как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения приводит к возрастанию g_e . Удельные расходы на малых оборотах увеличиваются благодаря замедленному протеканию процесса сгорания и большим тепловым потерям через стенки цилиндров.

При больших оборотах удельный расход возрастает из-за резкого увеличения механических и насосных потерь.

У большинства двигателей грузовых автомобилей и тракторов имеются ограничители числа оборотов. При этом в систему питания включается регулятор, уменьшающий подачу топлива при заданном числе оборотов. В карбюраторном двигателе регулятор воздействует на дроссельную заслонку, а в дизелях — на рейку топливного насоса. Скоростная характеристика, ограниченная регулятором, называется *регуляторной*.

В процессе действия регулятора снижение внешней нагрузки вызывает некоторое повышение числа оборотов вала двигателя и снижение развиваемых им мощности и крутящего момента (наклонная часть регуляторных кривых). Увеличение оборотов происходит до тех пор, пока не наступит равновесное состояние мощности двигателя и мощности, необходимой для преодоления внешних сопротивлений. При отсутствии внешней нагрузки эффективная мощность и крутящий момент равны нулю, а число оборотов n_{\max} с помощью регулятора поддерживается на 8—10% выше номинального. Это режим холостого хода двигателя на регуляторе.

При неполных загрузках карбюраторного двигателя, т. е. при работе на прикрытых положениях дроссельной заслонки, рабочие циклы совершаются с понижением всех давлений, с уменьшением тепловыделения и более медленным протеканием процесса сгорания. Одновременно возрастают относительные величины насосных, тепловых и механических потерь. В связи с этим изменяется и характер скоростных характеристик. Чем больше прикрыта дроссельная заслонка, тем сильнее падают давления цикла и относительно заметнее возрастают потери. Максимумы кривых мощностей сдвигаются в сторону меньших чисел оборотов. Удельные расходы возрастают более значительно.

У дизелей регуляторы устанавливают минимальные числа оборотов, при которых мощности достигают максимальных значений. С уменьшением нагрузки работа дизеля происходит при более бедной смеси, вследствие чего температуры газов в цилиндрах понижаются и тепловые потери через стенки цилиндров сокращаются. Насосные потери при изменении нагрузок остаются почти неизменными. Механические потери возрастают относительно быстрее, ухудшая топливную экономичность дизеля при малых нагрузках. Число оборотов, соответствующее наибольшим эффективным мощностям при частичных нагрузках дизелей, уменьшается незначительно.

Ухудшение топливной экономичности работы двигателя на частичных характеристиках заставляет избегать таких режимов работы. Однако это трудно выполнимо для двигателей транспортных машин в связи с часто меняющимися нагрузками и необходимостью в больших пределах изменять скорости движения.

Регулирование скорости изменением подачи топлива означает использование частичных характеристик двигателя, что увеличивает диапазон изменения скоростей при постоянном передаточном числе трансмиссии. Отношение максимальной расчетной скорости

движения машины к минимальной всегда больше отношения оборотов по внешней характеристике:

$$\frac{v_{\max}}{v_{\min}} > \frac{n_a}{n_c}.$$

Это особенно характерно для машин с карбюраторными двигателями, у которых более значительно смещение влево максимума момента частичной характеристики, на которой работает двигатель при минимальной скорости движения. Расчет работы транспортной машины производят по внешней характеристике в предположении полного использования номинальной мощности двигателя. При этом излишний запас мощности, улучшая динамические качества машины, приводит к ухудшению топливной экономичности.

ГЛАВА 4. ОСНОВЫ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ

4.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма

В двигателях внутреннего сгорания применяются в основном три конструктивные схемы кривошипно-шатунного механизма. *Центральный (аксиальный)*, у которого ось цилиндра пересекает ось коленчатого вала, получил наибольшее распространение в авто-тракторных двигателях. *Дезаксиальный* механизм, у которого ось цилиндра не пересекает оси коленчатого вала, а смещена от нее на некоторую величину, не имеет большого распространения, так как имеет незначительные преимущества по сравнению с более простым центральным механизмом. Смещение оси цилиндра уменьшает разницу в давлениях поршня на правую и левую стороны поршня, но в отношении сил инерции этот механизм никаких преимуществ не дает. Механизм с *прицепным шатуном* при V-образном расположении цилиндров, у которого прицепной шатун соединяется не непосредственно с шатунной шейкой вала, а с нижней головкой главного шатуна при помощи пальца.

В процессе работы двигателя в кривошипно-шатунном механизме возникают усилия, определяющие условия работы отдельных деталей и двигателя в целом. Величина и характер изменения этих усилий определяются при помощи уравнений кинематики и динамики кривошипно-шатунного механизма. В задачу кинематического исследования входит установление законов движения поршня и шатуна.

Основные геометрические размеры кривошипно-шатунного механизма приведены на рис. 4. 1: l — длина шатуна; r — радиус кривошипа; $\lambda = \frac{r}{l}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, $\lambda = 0,23 \div 0,31$; α — угол поворота кривошипа; β — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала, $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$ 1/сек; v — окружная скорость, $v = \omega r = \frac{\pi r n}{30}$ м/сек; j — ускорение, $j = r\omega^2$ м/сек²; $t = \frac{\alpha}{6n}$ сек, т. е. при равномерном вращении вала угол пропорционален времени.

Кинематика поршня. Зависимость пути поршня от соответствующего угла поворота коленчатого вала

$$x_n = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha).$$

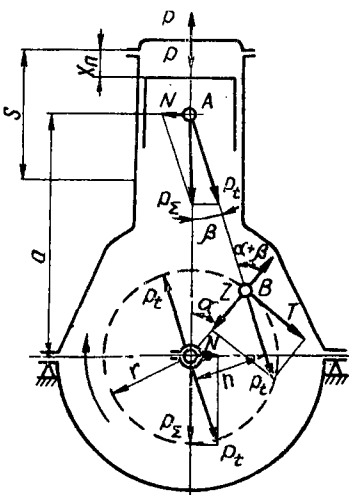


Рис. 4.1. Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

Для удобства изучения движения поршня представим его путь в функции только угла α :

$$r \sin \alpha = l \sin \beta; \quad \frac{r}{l} = \lambda = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

или

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha.$$

Из уравнения $\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

Разлагая правую часть этого уравнения по биному Ньютона, получим

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \alpha \dots$$

Учитывая, что члены этого ряда выше второго порядка имеют незначительную величину, можно ограничить уравнение первыми двумя членами:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha.$$

Подставив значение $\cos \beta$ в уравнение пути поршня и произведя соответствующие преобразования, получим

$$x_{\pi} = r(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha) \text{ м.}$$

При $\alpha = 0^\circ$ $x_{\pi} = 0$;

$$\alpha = 90^\circ \quad x_{\pi} = r \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right);$$

$$\alpha = 180^\circ \quad x_{\pi} = 2r = S.$$

Скорость поршня в зависимости от угла поворота кривошипа определяется из выражения, которое получается путем дифференцирования уравнения перемещения поршня по времени:

$$v_{\pi} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \text{ м/сек.}$$

При $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$ $v_{\pi} = 0$, а при $\alpha = 90^\circ$ $v = r\omega$, так как скорость поршня соответствует окружной скорости коленчатого вала.

Для оценки качества двигателей можно пользоваться средней скоростью поршня

$$v_{\text{ср}} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} = \frac{2}{\pi} r\omega \text{ м/сек.}$$

Для современных автомобильных двигателей $v_{\text{ср}}$ составляет 10—14 м/сек, для тракторных — 6—10 м/сек.

Величина *максимальной скорости поршня* приближенно может быть определена из выражения $v_{\text{max}} \approx 1,625 v_{\text{ср}}$.

Ускорение поршня определяется как первая производная скорости поршня по времени:

$$j_{\pi} = \frac{dv_{\pi}}{dt} = \frac{dv_{\pi}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ м/сек}^2.$$

Величина ускорения приобретает максимальное значение, когда поршень находится в ВМТ ($\alpha=0^\circ$ и $\alpha=360^\circ$).

При положении поршня в НМТ ($\alpha=180^\circ$) величина ускорения приобретает минимальное значение:

$$j_{\text{пmin}} = -r\omega^2(1 - \lambda) \text{ м/сек}^2.$$

На рис. 4.2 показаны кривые перемещений $x_{\text{п}}$, скоростей $v_{\text{п}}$ и ускорений $j_{\text{п}}$ поршня для различных положений кривошипа вала от 0° до 360° . Скорость или ускорение считаются положительными,

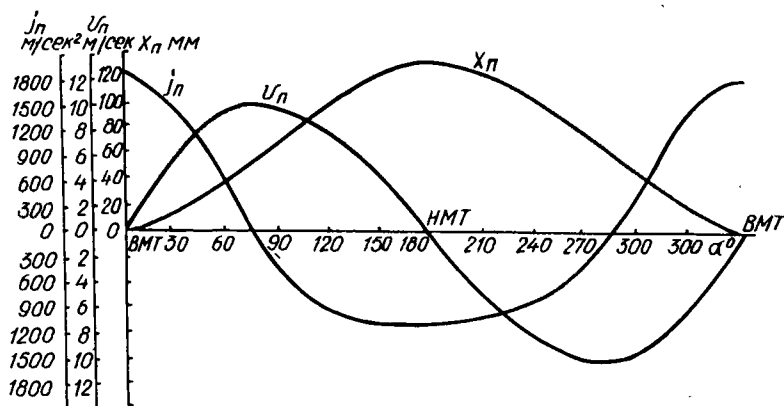


Рис. 4.2. Кривые перемещений $x_{\text{п}}$, скорости $V_{\text{п}}$ и ускорений $j_{\text{п}}$ поршня в зависимости от угла α поворота коленчатого вала.

когда они направлены к центру кривошипа, и отрицательными, когда имеют направление от центра.

Кинематика шатуна. Шатун совершает сложное движение, которое можно разложить на два простых. Точка A шатуна совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение по оси цилиндра, а точка B равномерно перемещается по окружности радиуса кривошипа. Угловое перемещение шатуна может быть найдено исходя из формулы

$$l \sin \beta = r \sin \alpha; \beta_{\text{ш}} = \arcsin(\lambda \sin \alpha).$$

Величина углового перемещения шатуна имеет максимальное значение при $\alpha=90^\circ$ и $\alpha=270^\circ$:

$$\beta_{\text{шmax}} = \arcsin(\pm \lambda);$$

при $\alpha=0^\circ$ и $\alpha=180^\circ$ $\beta_{\text{ш}}=0$.

Угловая скорость качания шатуна около центра поршневого пальца определяется как первая производная угла перемещения шатуна по времени:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{d\beta_{\text{ш}}}{dt} = \frac{d\beta_{\text{ш}}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \approx \omega \lambda \cos \alpha \text{ м/сек.}$$

При $\alpha=90^\circ$ и $\alpha=270^\circ$ $\omega_{\text{ш}}=0$; при $\alpha=0^\circ$ и $\alpha=180^\circ$ угловая скорость шатуна имеет максимальное значение:

$$\omega_{\text{шmax}} = \pm \omega \lambda.$$

Угловое ускорение качания шатуна определяется как первая производная от скорости по времени:

$$j_{\text{ш}} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{dt} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = -\omega^2 \lambda (1 - \lambda^2) \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \beta_{\text{ш}}} \text{ м/сек}^2.$$

Величина углового ускорения достигает максимального значения в момент максимального отклонения шатуна при $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$:

$$j_{\text{шmax}} = \pm \frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \text{ м/сек}^2;$$

при $\alpha = 0^\circ$ и $\alpha = 180^\circ$ $j_{\text{ш}} = 0$.

4.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют в основном силы давления газов, силы инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс и вес двигателя. По мере вращения вала эти силы, за исключением веса, меняют величину и направление. При определении исходных данных для расчета на прочность учитываются только силы давления газов и силы инерции.

Силы давления газов. Величина силы давления газов и характер ее изменения в зависимости от угла α определяются по развернутой индикаторной диаграмме:

$$P = p F_{\text{п}} = F_{\text{п}} (p_x - p_o) \text{ кг},$$

где $F_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поршня, см^2 ; p_x — давление газов в дан-

ный момент по индикаторной диаграмме, кг/см^2 ; p_o — давление окружающей среды, кг/см^2 .

Развернутая индикаторная диаграмма представляет кривую изменения силы давления газов в зависимости от угла поворота вала $P = f(\alpha)$ (рис. 4.3). Максимальное значение силы давления газов на поршень получается в ВМТ после сгорания смеси:

$$P_z = \frac{p_z \pi d^2}{4} \text{ кг}.$$

Силы инерции. Поршни движутся возвратно-поступательно, коленчатый вал имеет вращательное движение, шатун — сложное. Наличие возвратно движущихся и неурав-

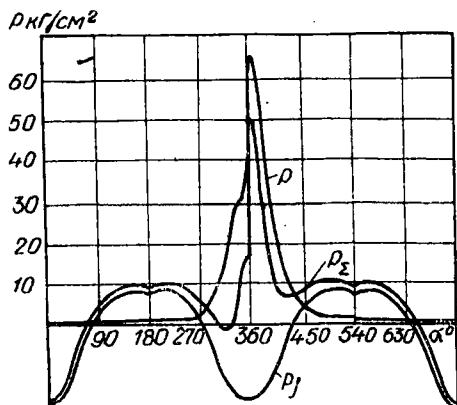


Рис. 4.3. График изменения сил в кривошипном механизме:

P — сила давления газов; P_j — сила инерции;
 P_{Σ} — суммарная сила.

новешенных вращающихся частей вызывает в кривошипном механизме силы инерции, величины которых зависят от массы этих частей и их ускорений.

Масса поршневого комплекта m_{π} (поршень, палец, кольца) с точкой приложения в оси пальца относится к возвратно-поступательному движению.

Масса шатуна заменяется двумя массами: массой m_1 , сосредоточенной в верхней головке шатуна, совершающей возвратно-поступательное движение, $m_1 = (0,2-0,3)m_{\text{ш}}$; массой m_2 , сосредоточенной в нижней головке шатуна, совершающей вращательное движение, $m_2 = (0,7-0,8)m_{\text{ш}}$.

Неуравновешенная масса одного колена вала m_{κ} относится к массе вращающихся частей.

Таким образом, в среднем *суммарная масса* частей составляет: движущихся возвратно-поступательно, $m = m_{\pi} + 0,275 m_{\text{ш}}$; вращающихся, отнесенных к оси шатунной шейки, $m_r = m_{\kappa} + 0,725 m_{\text{ш}}$.

Суммарные силы инерции частей, движущихся возвратно-поступательно, $X = m j_{\pi} = -m r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$.

Так как ускорение поршня j_{π} изменяется по величине и направлению, то и сила инерции X также переменная по величине и направлению. Сила инерции, как и ускорение, достигает максимальной величины при положении поршня в ВМТ:

$$X = m r \omega^2 (1 + \lambda) \text{ кГ}.$$

Для уменьшения силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей необходимо уменьшить значение $\lambda = \frac{r}{l}$, т. е. иметь более длинный шатун. Однако при этом возрастают габаритные размеры и масса двигателя, что является нерациональным.

Силу инерции X можно рассматривать как сумму двух слагаемых: сил инерции первого порядка $x_1 = m r \omega^2 \cos \alpha$ с периодом изменения за один оборот коленчатого вала; сил инерции второго порядка $x_2 = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ с периодом изменения за пол-оборота вала.

Удельная сила инерции

$$p_j = \frac{X}{F_{\pi}} \text{ кГ/см}^2$$

или

$$p_j = \pm \frac{G}{9,81 F_{\pi}} r \omega^2 (1 \pm \lambda) \text{ кГ/см}^2.$$

Суммарные удельные силы, действующие на поршневой палец и связанный с ним верхний подшипник шатуна,

$$p = p_z + p_j \text{ кГ/см}^2.$$

Силы инерции от неуравновешенно вращающихся масс, сосредоточенных в нижней головке шатуна, — центробежные силы $S_{\kappa, \text{ш}} = -m_{\kappa} \omega^2 r$. Эти силы действуют на коренную шейку. Для шатунной шейки $S_{\text{ш}, \text{ш}} = -m_{\kappa} \omega^2 r$.

Суммарная сила, действующая на поршень от газов и сил инерции $P_{\Sigma} = P + X$ кг, передается на поршневой палец и связанный с ним подшипник шатуна. Вследствие наклонного положения шатуна эта сила раскладывается на две составляющие: действующую по направлению шатуна $P_t = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}$ кг и нормальную к оси цилиндра $N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta$ кг. Сила P_t передается на шатунную шейку вала, а сила N прижимает поршень к стенкам цилиндра, вызывая трение и износ их (эллипсность цилиндров).

Силу P_t можно разложить на две составляющие: тангенциальную T , действующую касательно к окружности, описанной радиусом r колена, и нормальную Z , направленную по радиусу колена:

$$T = P_t \sin(\alpha + \beta) = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta) \text{ кг};$$

$$Z = P_t \cos(\alpha + \beta) = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta} \cos(\alpha + \beta) \text{ кг}.$$

Суммарная радиальная сила, приложенная к шатунной шейке, равна алгебраической сумме сил:

$$Z_{\Sigma} = Z + S_{\text{ш.ш}} = Z + (-m_{\text{к}} \omega^2 r) \text{ кг}.$$

Равнодействующая сил, приложенных к шатунной шейке, равна

$$R_{\text{ш.ш}} = \sqrt{T^2 + Z_{\Sigma}^2} \text{ кг}.$$

Если приложить к оси коленчатого вала в центре вращения две равные и противоположно направленные силы P_t , то получим: момент двигателя

$$M_{\text{дв}} = P_t h = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta} r \sin(\alpha + \beta) = Tr \text{ кгм}$$

и свободную силу P_t , воспринимаемую коренными подшипниками. Крутящий момент $M_{\text{дв}}$ непрерывно изменяется, и при нахождении поршня в мертвых точках он равен нулю (так как $h=0$, а радиус $r=\text{const}$). $M_{\text{дв}}$ и T изменяются по периодическому закону в зависимости от угла поворота вала. Каждый период соответствует углу поворота вала между вспышками.

Свободную силу P_t можно разложить на силу P_{Σ} , действующую по оси цилиндра, и силу N , нормальную к его оси. Противоположно силе P_{Σ} по вертикальной оси двигателя действует сила давления газов P , передаваемая на головку блока. При алгебраическом суммировании этих сил получим свободную силу инерции X , которая через коренные подшипники передается остову двигателя.

Суммарная радиальная сила, приложенная к коренной шейке, равна

$$Z_{\Sigma} = Z + S_{\text{к.ш}} = Z + (-m_r \omega^2 r).$$

Пара сил N , приложенная в центре вала и в центре поршневого пальца, дает обратный крутящий момент, который равен крутящему моменту двигателя, но действует на раму машины в обратном направлении:

$$M_0 = -N_a; \quad -M_0 = M_{\text{дв}}.$$

4.3. Уравновешивание двигателя

Силы и моменты, возникающие при работе двигателя, можно разделить на уравновешенные и неуравновешенные. К *уравновешенным* относятся силы давления газов и силы трения. Они уравновешиваются силами реакции внутри двигателя и не передаются на его опоры. При суммировании они также не дают свободного момента. *Неуравновешенные* силы и моменты передаются на опоры и крепления двигателя, на раму и ходовую часть машины, вызывая их ускоренный износ. Периодически действующие силы и моменты вызывают вибрацию системы, которая может быть опасной, особенно при возникновении явлений резонанса.

Причиной неуравновешенности двигателя являются силы инерции и их моменты, а также неравномерность передаваемого крутящего и опрокидывающего моментов. В уравновешенном двигателе силы и моменты этих сил, передаваемые раме, при установившемся режиме работы постоянны по величине и направлению или равны нулю.

Уравновешивание достигается двумя способами: 1) путем выбора числа и расположения цилиндров и размещения кривошипов коленчатого вала, при котором силы инерции и их моменты различных цилиндров взаимно уравновешиваются; 2) созданием с помощью противовесов новых сил, равных по величине и противоположных по направлению уравновешиваемым силам. Обратный крутящий момент обычно не уравновешивается и при работе двигателя всегда передается на раму.

В *одноцилиндровом двигателе* центробежные силы инерции S полностью уравновешиваются путем постановки противовесов на продолжении щек диаметрально противоположно нижней головке шатуна. Масса противовеса m_{rx} определяется из условия равновесия сил инерции противовеса силам инерции неуравновешенных вращающихся масс:

$$m_{rx} \omega^2 r_x = m_r \omega^2 r.$$

Если на продолжении радиуса кривошипа приложить массу-противовес, то составляющая центробежной силы, параллельная оси цилиндров, $m_{rx} \omega^2 r_x \cos \alpha$ уравновешивает силу инерции первого порядка x_1 . Однако в перпендикулярной ей плоскости останется вторая составляющая центробежной силы противовеса $m_{rx} \omega^2 r_x \sin \alpha$. Таким образом, постановкой противовеса силу x_1 можно частично или полностью переносить из одной плоскости в другую, где более устойчив фундамент. Для уравновешивания сил инерции второго порядка требуются сложные приспособления, поэтому они обычно не уравновешиваются, а остаются свободными. Силы инерции I и II порядка можно уравновесить по методу дополнительных валов с противовесами и др. ($D = 20$).

В *четырёхцилиндровом двигателе* кривошипы расположены под углом 180° , что обеспечивает равномерное чередование рабочих

ходов, равномерное изменение крутящего момента и удовлетворяет условию уравнивания сил:

$$\Sigma x_1 = 0; \quad \Sigma M_{x_1} = 0.$$

Силы инерции первого порядка и их моменты взаимно уравниваются. Результирующая сил инерции второго порядка $\Sigma x_2 = 4mr\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ действует по вертикальной оси, проходящей через центр среднего коренного подшипника. Величина ее незначительна, и обычно она не уравнивается. Центробежные силы инерции S и моменты M_s , создаваемые этими силами, благодаря

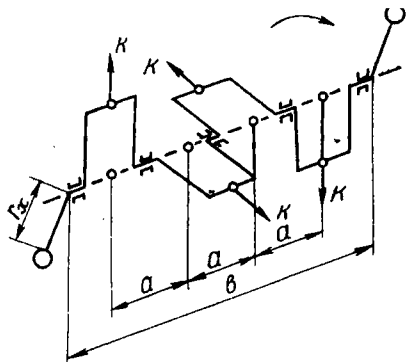


Рис. 4.4. Схема коленчатого вала восьмицилиндрового двигателя с углом между цилиндрами 90° .

симметричному расположению коленчатого вала взаимно уравниваются:

$$\Sigma S = 0; \quad \Sigma M_s = 0.$$

Моменты от сил S значительно нагружают подшипники, поэтому часто устанавливают противовесы, обеспечивающие уравнивание сил S каждого цилиндра.

В *шестицилиндровом двигателе* с расположением колен под углом 120° все силы инерции и их моменты взаимно уравниваются. Такие двигатели обеспечивают наилучшую уравновешенность. Взаимоуравнивание будет иметь место лишь в том случае, если детали кривошипно-шатунного механизма в различных цилиндрах будут иметь одинаковый вес и строгое соответствие размеров. Для приближения действительной уравновешенности к теоретической возвратно-поступательно движущиеся детали подбираются по весу, а вращающиеся подвергаются статической и динамической балансировке. Коленчатые валы и маховики проходят статическую и динамическую балансировку на специальных станках.

Восьмицилиндровый четырехтактный двигатель с углом между цилиндрами 90° выполняется с четырехколенным валом (рис. 4.4). На каждом колене вала действует по радиусу кривошипа результирующая сил инерции:

$$K = S + \Sigma x_1 = (m_k + 2m_2 + m)r\omega^2,$$

где S — результирующая центробежных сил инерции вращающихся масс левого и правого цилиндров; Σx_1 — результирующая сил инерции первого порядка для левого и правого цилиндров.

Как видно из схемы коленчатого вала, равнодействующая сил инерции $\sum K = 0$. Уравновешивание продольного суммарного момента $\sum M_k = aK \sqrt{10} = 3,162 aK$ достигается постановкой по концам вала двух противовесов массой $m_{\text{пр}}$ с радиусом r_x :

$$m_{\text{пр}} r_x \vartheta = 3,162a (m_k + 2m_2 + m) r \omega^2.$$

Равнодействующая сил инерции второго порядка $\sum X_2 = 0$, суммарный момент $M \sum_{x_2} = 0$ уравновешивания не требуют. Для разгрузки от моментов центробежных сил инерции противовесы применяются и в уравновешенных двигателях.

Изменение противовесов увеличивает массу коленчатого вала, что сопровождается снижением числа колебаний системы вал — маховик, и приводит к нежелательным вибрациям вала. Усиливаются и продольные колебания вала. Это вызывает повышенный износ шеек и их подшипников.

ГЛАВА 5. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

5.1. Цилиндры двигателя

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 5.1) предназначен для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала. Вместе с блоком цилиндров (рис. 5.2) кривошипно-шатунный механизм является главным механизмом двигателя. Он состоит из цилиндров, поршневых комплектов, шатунов и коленчатого вала с маховиком.

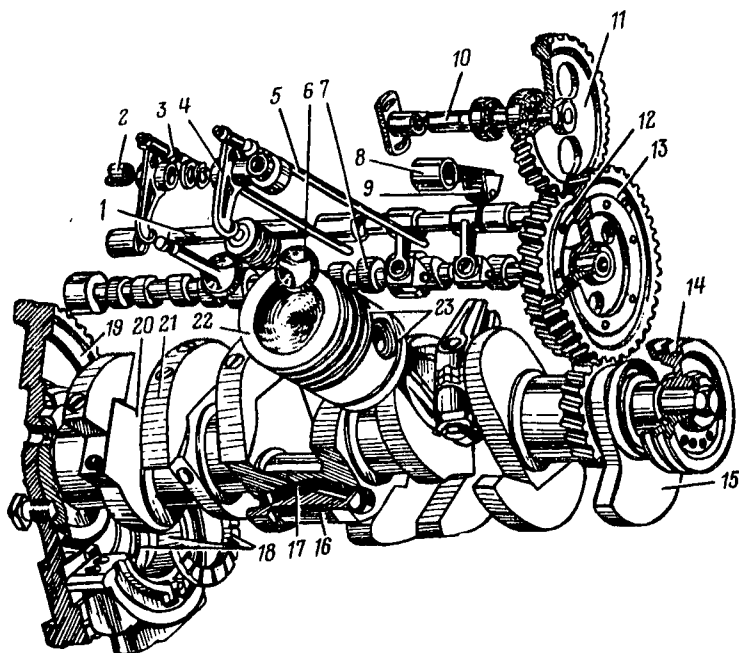


Рис. 5.1. Кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы двигателя.

1 — ось толкателей; 2 — ось коромысла; 3 — регулировочный винт газораспределения; 4 — коромысло; 5 — штанги толкателя; 6 — клапаны; 7 — кулачки распределительного вала; 8 — толкатель; 9 — ролик толкателя; 10 — вал привода топливного насоса; 11 и 12 — ведомая и ведущая шестерни привода топливного насоса; 13 — шестерня распределительного вала; 14 — шкив коленчатого вала; 15 — передний выносной противовес; 16 — шатунные шейки; 17 — грязеуловительная полость; 18 — задний коренной подшипник и упорные полукольца; 19 — маховик; 20 — щеки коленчатого вала; 21 — противовесы; 22 — поршень; 23 — маслосъемные кольца.

Цилиндры служат для направления движения поршня между мертвыми точками и размещения рабочего тела. В двухтактных двигателях цилиндр одновременно является частью механизма газораспределения. Внутренняя поверхность цилиндра называется зеркалом цилиндра. Для современных многоцилиндровых двигателей цилиндры отливаются из высококачественного мелкозернисто-

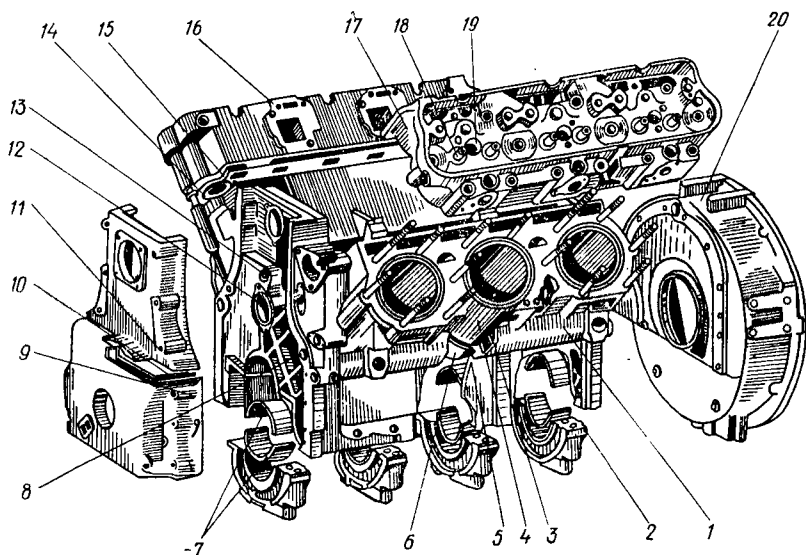


Рис. 5.2. Блок цилиндров:

1 — блок цилиндров; 2 — крышки коренных подшипников; 3 — рубашка охлаждения блока цилиндров; 4 — гильзы цилиндров; 5 — главная масляная магистраль; 6 — уплотнительное кольцо гильзы; 7 — вкладыши коренных подшипников; 8 — канал для поступления охлаждающей жидкости в блок; 9 — крышка распределительных шестерен; 10 — полость, по которой охлаждающая жидкость поступает от насоса в блок цилиндров; 11 — площадка для крепления кронштейна передней опоры двигателя; 12 — втулка распределительного вала; 13 — втулка промежуточного вала привода клапанов; 14 — отверстие для шарикоподшипника вала привода топливного насоса высокого давления; 15 — прокладка головки цилиндров; 16 и 17 — головки правого и левого ряда цилиндров; 18 — втулка клапана; 19 — отверстие для форсунки; 20 — картер маховика.

го чугуна в общем блоке с верхней частью картера (блок-картер), что обеспечивает большую жесткость всей конструкции. Цилиндры многоцилиндровых двигателей могут иметь линейное и двухрядное (V-образное) расположение. По сравнению с однорядными двухрядные двигатели имеют ряд преимуществ: уменьшается длина двигателя и отдельных его деталей, вследствие чего увеличивается их прочность; вес облегчается примерно на 25%; представляется возможность уменьшения высоты двигателя.

Рабочая поверхность цилиндров выполняется как одно целое с блоком или в виде вставных гильз (рис. 5.3). В последнем случае возможно использование для рабочих поверхностей более высококачественного материала. Применение вставных гильз значительно упрощает ремонт. Блоки цилиндров с сухими гильзами отличаются меньшим весом и большей жесткостью по сравнению с блоками,

имеющими мокрые гильзы. Мокрые гильзы полностью омываются водой по наружной поверхности. При их установке особое внимание уделяется уплотнению в блоке, чтобы устранить возможность подтекания воды в картер или цилиндр. Гильзы изготавливаются из легированного аустенитового чугуна и реже из стали. Толщина стенок цилиндра находится в пределах 6—8 мм, а толщина стенок

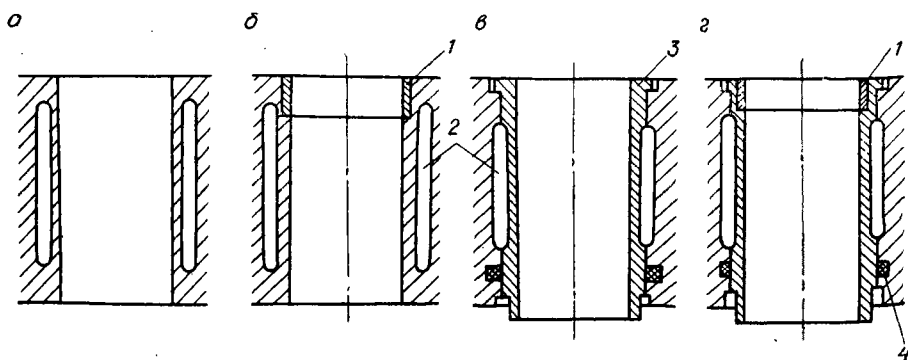


Рис. 5.3. Схемы цилиндров двигателей:

а — без гильзы; б — с короткой сухой гильзой; в — с мокрой гильзой; г — с мокрой гильзой, в которую вставлена короткая сухая гильза; 1 — сухая вставная гильза; 2 — водяная рубашка; 3 — мокрая гильза; 4 — уплотнительное кольцо.

водяной рубашки составляет 4—5 мм. В новейших двигателях мокрые гильзы снабжены короткой (50 мм) вставкой — сухой гильзой, изготовленной из кислотоустойчивого чугуна низериста, который обладает высокой износоустойчивостью и хорошим сопротивлением коррозии.

Головка блока делается съемной и общей для всех цилиндров (или части цилиндров) (рис. 5.4). Она изготавливается из высококачественного чугуна или алюминиевого сплава. Головки блока из алюминиевого сплава по сравнению с чугунными имеют меньший вес и более высокую теплопроводность, что позволяет повысить сте-

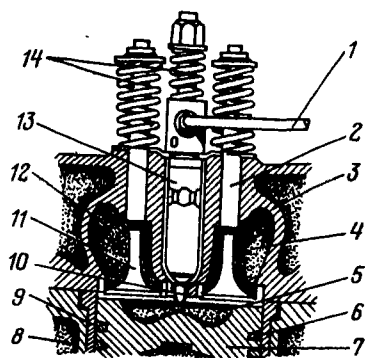


Рис. 5.4. Головка цилиндра и днище поршня:

1 — топливопровод; 2 — направляющая втулка клапана; 3 — головка цилиндра; 4 — выпускной канал; 5 — камера сгорания; 6 — компрессионные кольца; 7 — поршень; 8 — рубашка водяного охлаждения; 9 — цилиндр (гильза); 10 — распылитель топлива; 11 — впускной клапан; 12 — впускной канал; 13 — насос-форсунка; 14 — клапанные пружины.

пень сжатия. Достаточная плотность между головкой и блоком обеспечивается металлоасбестовой прокладкой.

Цилиндры и головки блока окружены водяной рубашкой. Для равномерного охлаждения сечение водяной рубашки неодинаково по длине и ширине, толщина водяного слоя находится в пределах 6—10 мм. В двигателях с воздушным охлаждением площади наружных поверхностей головок и цилиндров увеличиваются за счет ребер. Все главные детали и механизмы двигателя располагаются на картере — остова двигателя. С нижней стороны картер закрывается отъемной частью корпуса, которая защищает механизм двигателя и одновременно служит резервуаром для смазочного масла двигателя. Плоскость разъема расположена по оси коленчатого вала или несколько ниже ее — для большей жесткости конструкции.

5.2. Шатунно-поршневая группа

Шатунно-поршневая группа включает поршень, поршневые кольца, поршневой палец и шатун.

Поршень воспринимает давление газов и передает его через шатун на коленчатый вал. В двухтактных двигателях поршень, кроме того, является золотником газораспределительного механизма. Поршень находится под воздействием высоких тепловых нагрузок (средняя температура 600—1000° С), что создает температурные напряжения. В силу этого имеются трудности осуществления жидкостного трения. Потери на трение поршневых колец и поршня о стенки цилиндра составляют 60—75% от всей работы трения двигателя. Усилия, воспринимаемые поршнем от давления газов, весьма значительны. Если принять давление газов в начале рабочего хода 50 кг/см^2 , а диаметр поршня равным 100 мм, то усилие на днище поршня составит около 4000 кг. Поршни передвигаются с большими скоростями и ускорениями, при этом возникают переменные по величине и направлению силы инерции. Поэтому поршни должны обладать высокой прочностью, небольшим весом, хорошими теплопроводностью и износоустойчивостью.

Выбор конструктивных форм, размеров и материалов поршня основывается на учете всех усилий и особенностей его работы. Для быстроходных двигателей, работающих с большими скоростями вращения вала и большими нагрузками, поршни изготавливаются из алюминиевого сплава с повышенным содержанием кремния. Для тихоходных двигателей поршни обычно изготавливают из чугуна. Поршни из легких сплавов обладают более низким удельным весом, большей теплопроводностью (в 3—4 раза выше, чем у чугунных) и меньшими потерями на трение поршня о стенки цилиндра. Их недостатком является большой коэффициент линейного расширения (в 2 раза больше, чем у чугунных).

Поршень состоит из *верхнего пояса*, или головки поршня, куда входят днище и боковая поверхность с канавками для поршневых колец (уплотняющая часть), и *нижнего пояса*, или юбки поршня,

поверхность которого соприкасается с зеркалом цилиндра (рис. 5.5).

Форма поршня взаимосвязана с конструктивными формами камеры сгорания и бывает плоская, выпуклая и вогнутая. Толщина днища поршня принимается равной для дизелей примерно 10—20% от диаметра цилиндра, а для карбюраторных 3÷7,5% в мм. Уплотняющая часть подвергается наибольшему нагреву и передает стенкам цилиндров до 80% тепла, воспринимаемого днищем. Эта часть

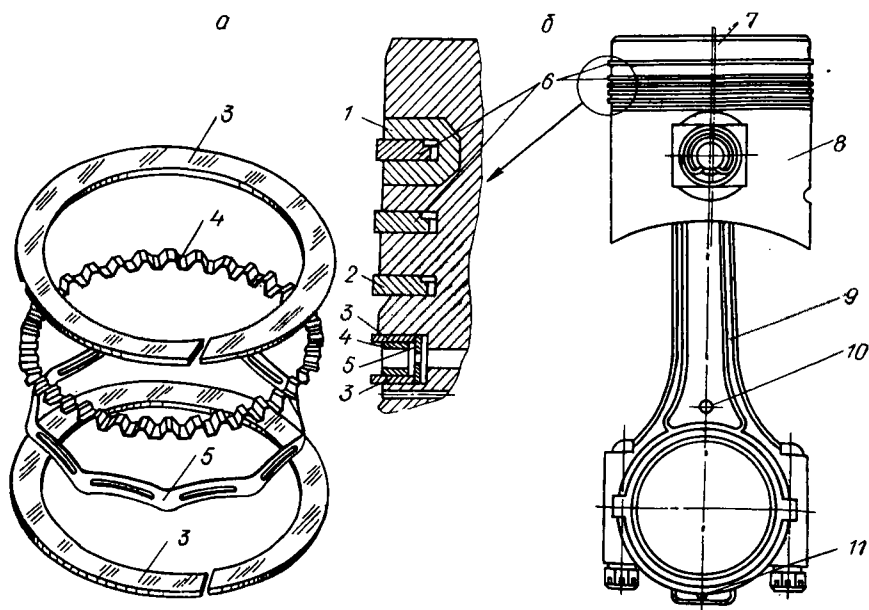


Рис. 5.5. Шатунно-поршневая группа двигателя:

a — поршневые кольца; *б* — шатунно-поршневая группа; 1 — чугунные кольца головки поршня; 2 и 6 — компрессионные кольца; 3 — кольцевой диск масляевого кольца; 4 — осевой расширитель; 5 — радиальный расширитель; 7 — лыска на днище поршня; 8 — поршень; 9 — шатун; 10 — метка на стержне шатуна; 11 — метка на крышке шатуна.

поршня выполняется с переменным диаметром, увеличивающимся к нижней части.

Направляющая часть поршня служит для равномерного распределения на стенки цилиндров бокового нормального усилия. Минимальная длина юбки ограничивается обеспечением допустимого напряжения. Допустимое удельное давление на стенку цилиндра составляет

$$q = \frac{N_{\max}}{dl} = 3 \div 7 \text{ кг/см}^2,$$

где N_{\max} — максимальная нормальная сила, кг; l — длина трущейся поверхности поршня, см.

Чтобы обеспечить уплотнение рабочей полости цилиндров и

минимальную работу трения поршня, а также предотвратить заклинивание в цилиндре горячего поршня, между поршнем и стенкой предусмотрен температурный зазор, величина которого зависит от диаметра цилиндра, материала и конструкции поршня. При повышенном зазоре работа двигателя резко ухудшается, газы прорываются в картер, ухудшается качество масла, закоксовываются кольца, снижается мощность. Зазор между цилиндром и головкой делается большим, чем между цилиндром и юбкой. Для поршней из алюминиевого сплава зазор составляет 0,3—0,6 мм.

Достаточно плотная посадка поршня и работа без стуков при непрогретом двигателе достигается применением большего диаметра в плоскости, перпендикулярной к оси пальца. Поршень заранее обрабатывается на эллипс с разностью между большой и малой осями 0,2—0,35 мм. Величина разности устанавливается так, чтобы при температурных деформациях юбка поршня принимала цилиндрическую форму.

Температурный зазор между поршнем и цилиндром требует специального уплотнителя. Для этой цели применяются компрессионные и маслосъемные поршневые кольца. Поршневые кольца препятствуют проникновению газов из камеры сгорания в картер и масла в камеру сгорания, передают стенкам цилиндра тепло, отводимое от поршня. Компрессионные кольца образуют лабиринт, так как радиальное давление кольца на стенки цилиндра ($1,5—2 \text{ кг/см}^2$) не может противостоять давлению газов ($50—80 \text{ кг/см}^2$). Благодаря лабиринту давление и скорость газов резко падают, что и уменьшает их утечку. Материал для изготовления поршневых колец должен обладать высокой износоустойчивостью, сохранять при высоких температурах большую прочность и упругость, обеспечивать малый износ рабочей поверхности цилиндров. С учетом этих требований кольца изготавливаются из специального серого чугуна, имеющего перлитовую структуру с включением графита. Применяется также легированный чугун, а иногда сталь. Кольца изготавливаются индивидуальной отливкой некруглого сечения с последующей термической и механической обработкой. Применяемое пористое хромирование колец на глубину 0,1—0,2 мм, покрытие оловом и фосфатирование повышают их износостойкость в 1,5—2 раза. Чтобы кольцо при нагреве могло расширяться, его делают с зазором. В холодном состоянии двигателя этот зазор в зависимости от диаметра и материала кольца, а также его местоположения составляет 0,25—0,8 мм. В особо тяжелых температурных условиях работает верхнее компрессионное кольцо. Поэтому его размещают несколько ниже днища поршня или же перед ним в теле поршня делают выточку (экран).

Достаточная компрессия получается при установке нескольких колец: для карбюраторных двигателей — 2—3; для дизелей 3—5.

Ниже компрессионных колец устанавливаются два, чаще одно, маслосъемных кольца, которые препятствуют проникновению масла в камеру сгорания. Эти кольца и их канавки имеют дренажные отверстия, через которые масло перепускается в картер.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном. Он работает при полужидкостном трении и высокой температуре, подвергается ударным нагрузкам переменного характера по величине и направлению, испытывает напряжения изгиба, сжатия и среза. Поверхность пальца при вязкой сердцевине должна иметь значительную твердость, поэтому он изготавливается из углеродистых или легированных сталей. Твердость поверхности достигается закалкой токами высокой частоты на глубину 1—1,5 мм или путем цементации.

Получило распространение соединение поршня с шатуном посредством плавающего пальца, который свободно проворачивается в приливах поршня (бобышках) и верхней головке шатуна. При этом относительная скорость скольжения рабочих поверхностей значительно снижается и уменьшается износ. Осевое перемещение пальца ограничивается пружинящими кольцами или алюминиевыми заглушками. Посадку пальца в бобышках поршня производят с небольшим натягом (0,01—0,02 мм) с учетом различных коэффициентов расширения материалов пальца и поршня. Сопряжение пальца с втулкой шатуна делается с зазором 0,01—0,03 мм, что обеспечивает смазку и предупреждает заедание.

Шатун служит для соединения поршня с коленчатым валом. Он состоит из стержня и двух головок и совершает сложное движение. Верхняя головка движется возвратно-поступательно, нижняя — вращается вместе с коленчатым валом, другие точки движутся по сложным траекториям. Верхняя головка деформируется под действием сил инерции возвратно-поступательного движения масс поршневого комплекта. Нижняя (кривошипная) головка загружается силами инерции от массы комплекта поршня и шатуна. В плоскости качения шатуна действуют силы инерции, изгибающие его стержень. Силы имеют знакопеременный характер с резким нарастанием давлений. Нагрузка носит ударный характер. Поэтому материал для изготовления шатуна должен обеспечить минимальный вес и необходимую прочность с высоким сопротивлением усталости. В конструктивном отношении шатун должен обладать достаточной жесткостью. Шатуны изготавливаются из углеродистой и легированной стали методом штамповки с последующей механической и термической обработкой.

Стержень шатуна имеет двутавровое сечение, что обеспечивает максимальный момент сопротивления при том же весе. Верхняя головка — цельная, с запрессованной втулкой из листовой бронзы толщиной 1—4 мм. Нижняя головка делается разъемной с подшипником скольжения. Отъемная крышка нижней головки крепится к телу шатуна обычно с помощью двух болтов, иногда, при длинных шатунных шейках, четырьмя болтами. Шатунные болты нагружаются силами инерции масс поршня и шатуна. Кроме того, болты получают дополнительную, значительно большую нагрузку при затяжке. Обрыв шатунных болтов вызывает опасность возникновения аварий двигателя, поэтому к ним предъявляются повышенные требования. Они изготавливаются из катаного прута легированной

стали с высадкой головки. Для повышения упругости болты подвергаются термической обработке — закалке с последующим отпуском. Гайки болтов фиксируются шплинтами.

В качестве подшипников нижней головки применяются тонкостенные биметаллические вкладыши из стальной ленты толщиной 1—3 мм, покрытой антифрикционным сплавом толщиной 0,25—0,5 мм. В качестве антифрикционного сплава используются: высокооловянистый баббит Б-83; малооловянистый на свинцовистой основе БН и БТ; свинцовистая бронза и антифрикционные сплавы на алюминиевой основе АСМ (сплав алюминия и сурьмы с магнием). Баббит обладает высокими антифрикционными свойствами. Однако с повышением температуры его механические качества ухудшаются. При нагрузках, превышающих 100 кг/см^2 , и температурах подшипника свыше 100° применяют свинцовистую бронзу с толщиной слоя 0,3—0,9 мм, обладающую большей износостойкостью. Свинцовистая бронза требует качественной смазки и точной поверхностной обработки подшипника. Применяются также трехслойные вкладыши, у которых на стальное основание нанесен медно-никелевый подслой, покрытый сплавом СОС-6-6. Такие триметаллические вкладыши более изнosoустойчивы.

Для обеспечения равномерного распределения смазки по поверхности трения в наименее нагруженных зонах подшипника делаются масляные канавки.

5.3. Коленчатый вал и маховик

Коленчатый вал является одной из наиболее ответственных и наиболее сложных деталей двигателя. Он суммирует работу всех цилиндров, преобразует воспринимаемые усилия в крутящий момент, который затем передается на трансмиссию. Коленчатый вал находится под воздействием периодически изменяющихся радиальных и тангенциальных составляющих сил, приложенных к его шатунным шейкам, центробежных сил вращения масс, реакций опор и момента сопротивления вращению трансмиссии.

Вал испытывает напряжения растяжения, изгиба, скручивания, среза и поверхностное трение. Он изготавливается из углеродистой или легированной стали штамповкой и из модифицированного высокопрочного чугуна путем отливки. В последнем случае вал получается более износостойким, имеет меньший вес и стоимость. Шейки вала подвергаются поверхностной закалке токами высокой частоты, шлифовке и полировке.

Коленчатый вал состоит из коренных и шатунных шеек, щек и фланца для крепления маховика (рис. 5.6). Шатунные шейки и прилегающие к ним щеки образуют кривошип. При помощи шатунных шеек вал связывается с шатуном. Масло из магистрали подводится к коренным подшипникам и далее от наименее нагруженных коренных шеек по каналам в щеках к его шатунным шейкам. Коренные шейки представляют собой опоры вала, лежащие в подшипниках, которые размещены в картере двигателя. На передней

части вала — носке — крепится шестерня привода распределения и храповик для проворачивания вала двигателя при помощи рукоятки. Коренные шейки вала как более нагруженные имеют больший диаметр. По диаметру они одинаковы, их длина подбирается в зависимости от действующих нагрузок. Для уменьшения веса вала шатунные и коренные шейки иногда делают полыми. Эти грязеуловительные полости служат резервуарами отстоя масла при его центробежной очистке. Отсюда масло по просверленным каналам поступает к подшипникам. Передний и задний подшипники

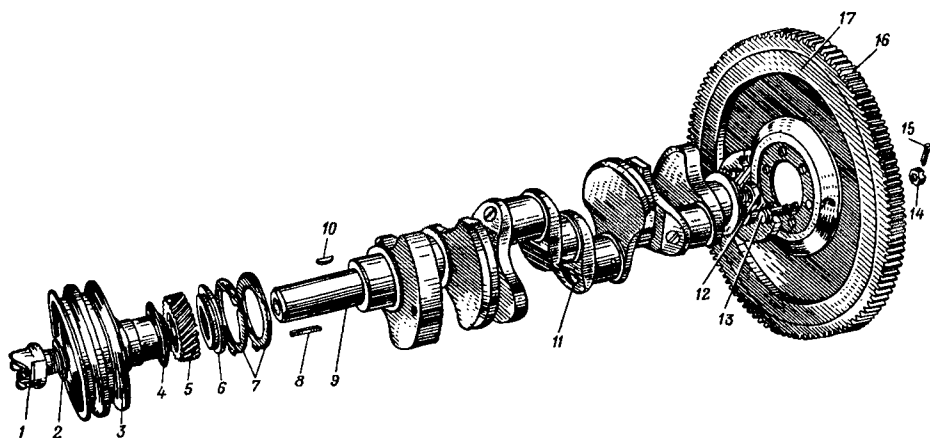


Рис. 5.6. Коленчатый вал двигателя ЗИЛ-131:

1 — храповик; 2 — шайба; 3 — шкив; 4 — маслоотражатель; 5 — шестерня коленчатого вала; 6 — шайба вала; 7 — шайба упорного подшипника; 8 и 10 — шпонки; 9 — коленчатый вал; 11 — пробка отверстия шатунной шейки; 12 — подшипник первичного вала коробки передач; 13, 14 и 15 — болт, гайка и шплинт; 16 — зубчатый венец; 17 — маховик.

имеют сальниковые уплотнения, предупреждающие утечку масла. На валу у заднего подшипника установлены маслосбрасывающий гребень и маслоотгонная спиральная канавка. Форма коленчатого вала и взаимное расположение кривошипов зависят от числа и расположения цилиндров и порядка работы двигателя. При этом учитывается требование уравнивания сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей и равномерности работы двигателя. Число шатунных шеек у двигателей с линейным расположением цилиндров равно числу цилиндров, а у V-образных двигателей обычно равно половине числа цилиндров. В этом случае на каждой шейке размещаются головки двух шатунов. На некоторых V-образных двигателях применяются спаренные шатуны — вильчатые или прицепные. Для равномерности работы двигателей чередование рабочих ходов в отдельных цилиндрах должно происходить через угол поворота $720^\circ/i$, где i — число цилиндров двигателя. Такому требованию удовлетворяет двигатель, коленчатый вал которого имеет кривошипы, расположенные: для четырехцилиндрового двигателя в одной плоскости под углом 180° , для шестицилиндрово-

го — попарно в трех плоскостях под углом 120° . Существующие порядки работы двигателей таковы: четырехцилиндрового — 1—2—4—3 и 1—3—4—2; шестицилиндрового — 1—5—3—6—2—4; 1—4—2—6—3—5 и др. В последнем случае кривошипы могут располагаться по двум схемам, каждая из которых дает возможность получить четыре порядка работы. В V-образных восьмицилиндровых двигателях применяется форма коленчатого вала, при которой четыре кривошипа располагаются крестообразно. Они имеют следующий порядок работы: 1—5—4—8—6—3—7—2; 1—5—4—2—6—3—7—8 и др. Число опор коленчатого вала делается различным. Для четырехцилиндровых двигателей — три или пять опор, для шестицилиндровых — четыре или семь опор. Жесткость вала повышается с увеличением числа опор. Однако при увеличении числа опор длина вала возрастает, хотя при этом вал разгружается от изгибающих моментов.

Коленчатые валы подвержены *нагрузкам от крутильных колебаний*. Силы, действующие на коленчатый вал при расширении газов, скручивают его. В конце такта расширения эти силы уменьшаются, и вал раскручивается. Такие повторяющиеся изменения действующих сил на кручение и вызывают крутильные колебания. Действие крутильных колебаний ослабляется специальным *гасителем-демпфером*. Демпфер обычно устанавливается на ступице шкива привода вентилятора, т. е. в том месте, где угол закручивания вала наибольший. Принцип действия гасителя заключается в том, что энергия возникающих крутильных колебаний частично поглощается работой трения гасителя.

Крутящий момент двигателя изменяется благодаря изменению давления газов в цилиндре. Это изменение момента соответствует изменению угловой скорости вала за цикл, которое оценивается степенью неравномерности его вращения:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}; \quad \omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Допустимая степень неравномерности для быстроходных двигателей находится в пределах $\frac{1}{200} - \frac{1}{300}$.

Требуемая равномерность вращения вала двигателя достигается путем поглощения маховиком избыточной работы, получаемой при такте расширения. *Маховик* отливается из чугуна или стали и крепится на фланце коленчатого вала. Он уменьшает неравномерность вращения вала, выводит поршни из мертвых точек, аккумулирует избыточную кинетическую энергию во время рабочего хода, чтобы компенсировать отрицательные работы во время остальных ходов. Кинетическая энергия вращающегося маховика

$$E = \frac{MR_m^2 \omega^2}{2} \text{ кгм},$$

где M — масса маховика, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; R_m — расстояние центра тяжести сечения обода маховика до оси вращения, м ; ω — угловая скорость вращения вала, $1/\text{сек}$.

Увеличение запаса кинетической энергии при данном числе оборотов и определенной массе маховика достигается увеличением R_m , т. е. путем сосредоточения большей части металла на ободу. Размеры маховика зависят от числа цилиндров двигателя. Многоцилиндровые и многооборотные двигатели имеют более легкие маховики. У автотракторных двигателей маховик одновременно является и ведущей частью муфты сцепления. Поверх обода маховика напрессовывается зубчатый стальной венец, служащий для вращения вала двигателя от стартера.

Размеры маховика можно определить из выражения

$$\Theta_m = \frac{G_m}{g} \left(\frac{D_m}{2} \right)^2 = (0,75 \div 0,90) \Theta_m \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2.$$

Отсюда диаметр маховика (диаметр окружности, проведенной через центр тяжести сечения обода маховика)

$$D_m = 6,26 \sqrt{\frac{\Theta_m}{G_m}},$$

где Θ_m — момент инерции всех движущихся масс двигателя:

$$\Theta_m = \frac{150 N_e}{\omega^2} \mu \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2;$$

μ — коэффициент, равный 0,5—0,1; G_m — вес маховика, кг; N_e — максимальная мощность двигателя, л. с.

Неисправности кривошипно-шатунного механизма вызываются главным образом быстрым износом его деталей. Типичным признаком износа служат металлические стуки, особенно заметные при пуске холодного двигателя. Глухие стуки характерны для коренных и шатунных подшипников, звонкие — для поршневых пальцев и клапанов. Износ поршня и колец, а также пригорание последних приводят к понижению компрессии и снижению мощности двигателя, разжижению смазки вследствие прорыва рабочей смеси в картер и др. Наиболее интенсивно изнашивается рабочая поверхность цилиндров в верхней части. По ходу поршня образуется конусность, а по окружности — эллипсность. Поршневые кольца изнашиваются по высоте и толщине. В результате износа подшипника в нижней головке шатуна и втулки в верхней головке появляются увеличенные зазоры, вызывающие ухудшение смазки деталей. При небольших износах в поршневой группе заменяют только поршневые кольца, а при больших — делают расточку цилиндров под увеличенный размер поршней с новыми кольцами и пальцами. При износе тонкостенных вкладышей подшипников их заменяют новыми. Шейки коленчатого вала изнашиваются по длине на конус и по окружности на эллипс. Шейки подвергаются шлифовке и полировке под ремонтный размер вкладышей.

Уход за кривошипно-шатунным механизмом состоит в поддержании необходимой плотности всех соединений, проверке и подтяжке креплений деталей, обеспечении качественной смазки двигателя, проверке компрессии, периодическом удалении нагара и др.

ГЛАВА 6. МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

6.1. Общее устройство и работа

Механизм газораспределения служит для впуска в цилиндры горючей смеси или воздуха и выпуска отработавших газов. В четырехтактных двигателях получил распространение клапанный механизм газораспределения, в двухтактных — полости цилиндров соединяются с атмосферой через окна, а в некоторых случаях дополнительно применяется и клапанный механизм (для выпуска).

В зависимости от расположения клапанов различают два типа механизмов газораспределения: с *нижними*, или боковыми, *клапанами*, и с *верхними*, или подвесными, *клапанами*. В первом типе клапаны располагаются в блоке цилиндров, во втором — в головке цилиндров. Несмотря на некоторые конструктивные усложнения двигателя, верхнее клапанное газораспределение имеет существенные преимущества, обеспечившие его широкое применение. Клапаны располагаются непосредственно над полостью цилиндра, что позволяет улучшить наполнение цилиндров, так как впуск и выпуск осуществляются с меньшим сопротивлением. В каждом цилиндре обычно два клапана: *впускной*, открывающий доступ горючей смеси или воздуха в цилиндр, и *выпускной*, который дает выход отработавшим газам из цилиндра. Клапанами управляет кулачковый распределительный вал, приводимый во вращение коленчатым валом. В течение рабочего цикла каждый из клапанов должен открыться по одному разу. Это означает, что распределительный вал четырехтактного двигателя вращается в два раза медленнее коленчатого, а в двухтактных двигателях эти валы имеют одинаковые скорости вращения.

Схемы механизмов газораспределения представлены на рис. 6.1. Клапан прижимается к гнезду в блоке цилиндров спиральной цилиндрической (иногда конической) пружиной, которая одним концом упирается в тело головки блока двигателя, а вторым — в опорную шайбу, укрепленную на стержне клапана с помощью разрезных конических вкладышей (сухариков). При вращении распределительного вала кулачки набегают на толкатели и поднимают их. Толкатель давит на стержень клапана, преодолевает давление пружины и открывает клапан. Когда кулачок отходит от толкателя, клапан под действием пружины опускается в исходное положение.

В механизме газораспределения с верхними клапанами усилие от толкателя к клапану передается через штангу и коромысло. Эти

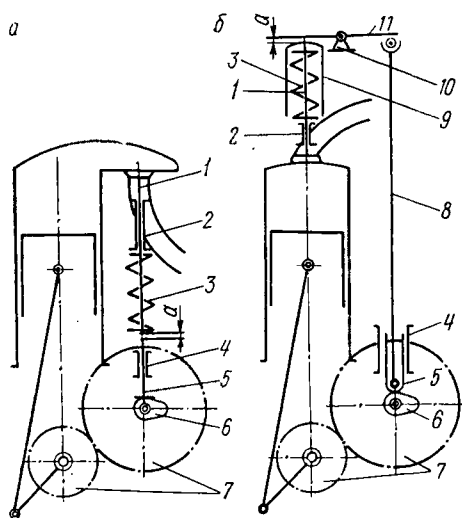


Рис. 6.1. Схема газораспределительного механизма:

а — с нижним расположением клапанов; б — с верхним расположением клапанов; 1 — клапан; 2 — направляющая втулка клапана; 3 — клапанная пружина; 4 — направляющая втулка толкателя; 5 — толкатель; 6 — распределительный вал; 7 — распределительная шестерня; 8 — штанга толкателя; 9 — направляющий стержень; 10 — стойка оси коромысла; 11 — коромысло.

дополнительные детали несколько усложняют привод клапанов и увеличивают вес возвратно движущихся частей механизма. Для преодоления сил инерции указанных деталей в подвесной системе применяются более сильные пружины, чем в механизме с нижним расположением клапанов.

В связи с высокой степенью сжатия и малым объемом камеры сгорания клапаны в дизеле можно разместить только в головке цилиндра. Поэтому и газораспределение у дизелей выполняется только с подвесными клапанами.

Эффективность работы клапанного механизма состоит в том, что клапаны должны возможно дольше находиться в состоянии полного открытия, движения их должны быть плавными, с небольшими ускорениями. Важным моментом является выбор профиля кулачков. Наибольшее распространение получили кулачки с выпуклым профилем. Величина пути x_T , скорость v_T и ускорения j_T толкателя при перемещении его по профилю кулачка, описанному дугой $r_{пр}$, определяются из выражений:

$$x_T = (r_{пр} - r_1) (1 - \cos \alpha_1);$$

$$v_T = (r_{пр} - r_1) \omega_1 \sin \alpha_1;$$

$$j_T = (r_{пр} - r_1) \omega_1^2 \cos \alpha_1,$$

где r_1 — радиус начальной окружности кулачка; α_1 — угол поворота распределительного вала; ω_1 — угловая скорость вращения вала.

Скорость клапана при подъеме и посадке в седло $v_{кл} = 0,5 \div 0,6$ м/сек, а ускорение $j_{кл} \leq 900 \div 1200$ м/сек² (максимальное положительное) и $j_{кл} = 300 \div 500$ м/сек² (максимальное отрицательное). Колебания привода клапанов возбуждаются главным образом положительными силами инерции. В начальный период открытия клапанов они движутся ускоренно с возникновением значительных сил инерции, прижимающих клапан к толкателю. В дальнейшем, при замедлении движения, сила инерции стремится оторвать клапан от толкателя. Для устранения этого сила клапанной пружины должна превышать силу инерции.

В процессе работы двигателя на детали клапанного механизма действуют силы давления газов p (на клапан), силы инерции дви-

жущихся деталей p_j и силы упругости пружины $O_{\text{пр}}$. Силы трения и силы веса деталей ввиду их незначительности обычно в расчет не принимаются.

В начальный период движения клапана до момента отрыва его от седла все эти силы нагружают клапанный механизм. Когда силы давления газов по обе стороны головки клапана уравниваются, механизм газораспределения будет нагружен только силами инерции и силами упругости пружины. Давление газов стремится закрыть выпускной клапан в начале подъема, а во время такта впуска разряжение стремится открыть его. Сила давления пружины при закрытом клапане воспринимается седлом клапана, а при открытом — рабочей поверхностью кулачка.

Сила давления газов в момент открытия выпускного клапана, приведенная к толкателю, определяется по разности давлений, действующих на головку клапана:

$$p_T = \frac{\pi}{4} (pd_1^2 - p_1d_2^2) \frac{l_{\text{кл}}}{l_T},$$

где p — давление газов со стороны цилиндра; p_1 — давление газов со стороны выпускного трубопровода; d_1 — наружный диаметр головки клапана; d_2 — диаметр горловины; $l_{\text{кл}}$ — длина плеча рычага от его оси до оси клапана; l_T — длина плеча рычага от его оси до оси толкателя.

Действие сил давления газов для впускного клапана ввиду малой величины в расчет не принимается.

При определении сил инерции массы движущихся деталей заменяют приведенными массами к клапану или толкателю:

$$m_{\text{кл.м}} = \frac{M_{\text{кл.м}}}{f_2} \simeq 20 \div 50 \text{ г},$$

где $m_{\text{кл.м}}$ — конструктивная масса движущихся деталей механизма газораспределения $M_{\text{кл.м}}$, отнесенная к единице площади проходного сечения горловины f_2 : $f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$.

Сила, действующая на кулачок вала при подъеме клапана, $p_{\text{т.вып}} = p_T + p_j + Q_{\text{пр}}$ при переносе к оси толкателя образует пару сил $p_{\text{т.вып}}c$, где c — расстояние от линии соприкосновения кулачка с толкателем до оси кулачка. Эта пара сил вызывает износ кулачка, изгибает распределительный вал и создает реактивный момент $M_{\text{т.вып}} = p_{\text{т.вып}}c$, скручивающий вал.

6.2. Фазы газораспределения

Моменты открытия и закрытия клапанов (или окон в двухтактных двигателях), выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала, называются *фазами газораспределения*.

Для более полной очистки цилиндров от отработавших газов и улучшения наполнения увеличивают продолжительность открытия впускных и выпускных клапанов. Моменты открытия и закрытия клапанов и характер их движения зависят от профиля кулачков

распределительного вала. На газораспределение, а следовательно, на показатели двигателя большое влияние оказывает сечение впускных и выпускных трубопроводов и др. Учесть влияние всех факторов не представляется возможным, и выбор фаз газораспределения производится приближенно с ориентацией на существующие более экономичные двигатели и с последующей экспериментальной доводкой.

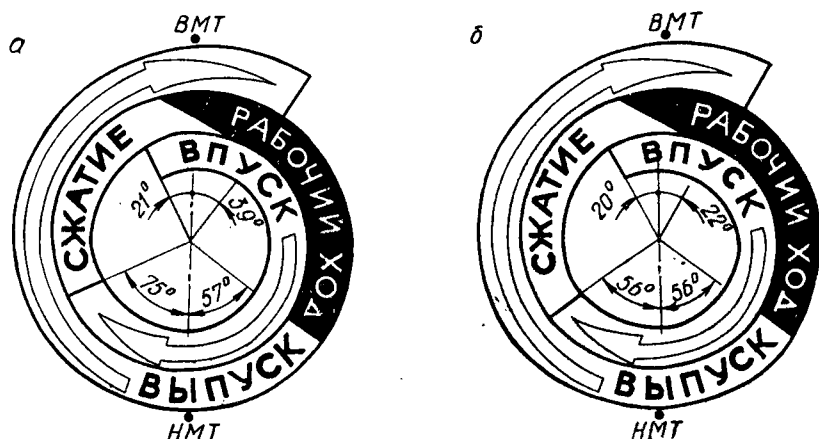


Рис. 6.2. Фазы газораспределения:
а — двигателя ЗИЛ-130; б — двигателя ЯМЗ-236.

Открытие впускного клапана происходит до прихода поршня в ВМТ, раньше закрытия выпускного клапана, т. е. с опережением на угол $\varphi_1 = 5 \div 30^\circ$. Это обеспечивает начало впуска при большом проходном сечении, что улучшает поступление свежего заряда в цилиндр.

Закрытие впускного клапана происходит после прохождения поршнем НМТ, т. е. с запаздыванием на угол $\varphi_2 = 30 \div 90^\circ$. При этом используется инерционный напор во впускном трубопроводе в целях улучшения наполнения цилиндра свежим зарядом. Инерционный напор будет тем больше, чем больше число оборотов двигателя. Коэффициент наполнения повышается благодаря увеличению продолжительности открытия впускного клапана (угол действия клапана $\delta = \varphi_1 + 180^\circ + \varphi_2 \approx 236 \div 267^\circ$). Выпускной клапан открывается с опережением на угол $\varphi_3 = 40 \div 70^\circ$, т. е. до прихода поршня в НМТ, когда давление в цилиндре составляет $4 \div 5 \text{ кг/см}^2$. При этом потери работы газов за период предварения выпуска получаются минимальными, а давление в цилиндре к приходу поршня в НМТ незначительное ($p_v = 1,1 \div 1,15 \text{ кг/см}^2$).

Закрывается выпускной клапан с запаздыванием на угол $\varphi_4 = 5 \div 45^\circ$, т. е. после открытия впускного клапана и прохождения поршнем ВМТ. При этом очистка цилиндров улучшается, так как используется отсасывающее действие отработавших газов — продукты сгорания продолжают удаляться из цилиндра, несмотря на

движение поршня к НМТ. Коэффициент остаточных газов уменьшается благодаря увеличению продолжительности открытия выпускного клапана (угол действия клапана $\gamma = \varphi_3 + 180^\circ + \varphi_4 \approx 236^\circ \div 267^\circ$). Таким образом, в быстроходных двигателях имеет место перекрытие клапанов ($\varphi_1 + \varphi_4 \approx 20^\circ \div 51^\circ$). В связи с кратковременностью перекрытия клапанов, а также с большой инерцией потоков свежего заряда и отработавших газов перемешивания потоков и утечки свежего заряда с отработавшими газами не происходит.

Фазы газораспределения можно представить в виде круговой диаграммы газораспределения (рис. 6.2).

Механизм газораспределения должен обеспечить эффективное использование рабочего объема цилиндров при максимальном коэффициенте наполнения и минимальном коэффициенте остаточных газов. Это зависит от продолжительности открытия клапанов, связанной с расширением фаз газораспределения. Кроме того, в газораспределении важную роль играет скорость газов, которая увеличивается с ростом скорости движения поршня (числа оборотов двигателя). Повышение скорости газов вызывает рост сопротивления впуску и выпуску, которое характеризуется потерей скоростного напора:

$$\Delta h = \gamma_r \frac{w_r^2}{2g} \xi \text{ кг/м}^2,$$

где γ_r — удельный вес газа, кг/м^3 ; w_r — скорость газа, м/сек ; ξ — коэффициент сопротивления впускного или выпускного тракта.

Потеря скоростного напора, пропорциональная квадрату скорости газа, при впуске снижает коэффициент наполнения, а при выпуске увеличивает количество остаточных газов. Поэтому следует стремиться не только к увеличению продолжительности открытия клапанов, но и к понижению скорости газов и уменьшению сопротивления впуску и выпуску. Это достигается увеличением диаметра клапанов, высоты подъема и продолжительности их открытия. Время-сечение клапанов за ход всасывания подбирается таким образом, чтобы скорость поступления заряда w_r не превышала: для двигателей с числом оборотов $n < 2000 \text{ об/мин}$ — $45\text{—}60 \text{ м/сек}$; для двигателей с числом оборотов $n < 5000 \text{ об/мин}$ — $90\text{—}110 \text{ м/сек}$.

Пропускная способность клапанов оценивается фактором *время-сечение*

$$\Phi = f(t_2 - t_1) = \int_{t_1}^{t_2} f dt = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d\alpha \text{ см}^2 \cdot \text{сек},$$

где t_1 и t_2 — моменты открытия и закрытия клапана; f — величина проходного сечения в данный момент времени.

Время открытия впускного клапана

$$t_2 - t_1 = \frac{60\delta}{n \cdot 2 \cdot 360} = \frac{\delta}{12n} \text{ сек},$$

где $\frac{\delta}{2}$ — продолжительность открытия впускного клапана в градусах угла поворота распределительного вала.

Время открытия выпускного клапана

$$t_2 - t_1 = \frac{\gamma}{12n} \text{ сек},$$

где $\frac{\gamma}{2}$ — продолжительность открытия выпускного клапана в градусах угла поворота распределительного вала.

Пропходное сечение клапана при подъеме на величину h
 $f = \pi h \cos \alpha (d_2 + h \cos \alpha \cdot \sin \alpha)$.

При различных углах фаски клапана значения f и h составляют:

при $\alpha = 0^\circ$ $f = \pi d_2 h$, $h = 0,25 d_2$;

при $\alpha = 30^\circ$ $f = \pi h (0,866 d_2 + 0,375 h)$, $h = 0,26 d_2$;

при $\alpha = 45^\circ$ $f = \pi h (0,707 d_2 + 0,353 h)$, $h = 0,31 d_2$.

Наибольшее проходное сечение клапана получается при $\alpha = 0^\circ$, когда опорная поверхность клапана имеет плоскость, перпендикулярную к оси клапана. Однако такие клапаны вследствие недостаточной плотности посадки, отсутствия центровки и других недостатков не применяются. С учетом непрерывности потока уравнение впуска будет иметь вид

$$F v_{\text{ср}} = f \omega_r,$$

где F — площадь поршня: $F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ м}^2$; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость поршня: $v_{\text{ср}} = \frac{S n}{30} \text{ м/сек}$; f — проходное сечение клапана: $f = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ м}^2$.

Диаметр горловины определяется из выражения

$$\frac{\pi d_2^2}{4} \omega_r = \frac{\pi d^2}{4} v_{\text{ср}}.$$

Отсюда

$$d_2 = d \sqrt{\frac{v_{\text{ср}}}{\omega_r}} \text{ м}.$$

Высота подъема клапана $h = (0,16 \div 0,30) d_2 \text{ мм}$.

Диаметр головки клапана: наружный $d_1 = (1,12 \div 1,16) d_2 \text{ мм}$; внутренний (у основания фаски) $d_{\text{вн}} = d_1 - (0,4 \div 0,8) \text{ мм}$.

Длина клапана $l_{\text{кл}} = (2,5 \div 3,5) d_2 \text{ мм}$.

Ширина фаски клапана $b = (0,05 \div 0,12) d_2 \text{ мм}$.

Диаметр стержня $d = (0,2 \div 0,3) d_1 \text{ мм}$.

Размеры клапанов в дальнейшем уточняются на основании лабораторных испытаний первых двигателей.

Проверка на возможность встречи клапана с поршнем производится графически. Строятся диаграмма перемещения поршня $x = f(\alpha)$ и кривые подъема клапанов. Если эти кривые пересекаются с кривыми $x = f(\alpha)$, то клапаны будут сталкиваться с поршнем. В таком случае делается углубление в днище поршня, наибольшее значение которого определяется по диаграмме как расстояние между кривыми перемещений клапанов и поршня по оси ординат. Современные быстроходные дизели имеют на поршне выточку глубиной до 6—13 мм. Расстояние между головкой клапана и днищем поршня составляет 1—2 мм.

6.3. Конструктивный обзор механизма газораспределения

Основными деталями газораспределительного механизма являются: клапаны с пружинами, толкатели, коромысла и распределительный вал.

Клапан состоит из головки и стержня с выточкой для запорного устройства пружины. Головка имеет шлифованную конусную фаску с углом 45° или 30° , которая является опорной поверхностью клапана. Такая же фаска делается и в гнезде для клапана. Фаска обеспечивает самоцентрировку клапана при посадке и плотное его закрытие. Каждый клапан обязательно притирается к своему гнезду. Головки клапанов делаются плоскими или выпуклыми. Они должны обладать достаточной прочностью и сопротивляемостью коррозии, так как клапаны подвергаются воздействию высоких температур (для выпускных — $600-900^\circ$, для впускных — $300-400^\circ$).

Клапаны изготавливаются штамповкой (высадкой головки) из жароупорной силхромовой стали (выпускные), хромистой или хромоникелевой стали (впускные). В некоторых конструкциях на рабочую фаску выпускного клапана наплавляют слой специального жаропрочного сплава. Гнезда выпускных клапанов как подвергающиеся большому износу изготавливаются в виде кольца из жароупорной стали или специального чугуна.

В некоторых двигателях (ЗИЛ-130) предусматривается специальное охлаждение выпускных клапанов. В этих целях клапан делается полым и его полость на 75% объема заполняется солями натрия с температурой плавления 97°C . При рабочей температуре клапана натрий находится в жидком состоянии и, перемещаясь, переносит теп-

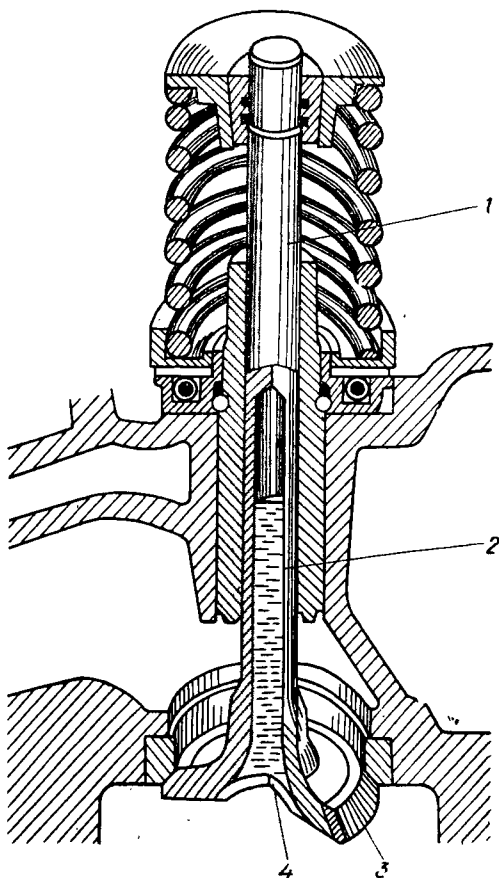


Рис. 6.3. Выпускной клапан с натриевым наполнителем:

1 — стержень клапана; 2 — полость с натриевым наполнителем; 3 — жаропрочная наплавка фаски клапана; 4 — заглушка.

ло от головки к стержню, от которого оно затем передается направляющей втулке (рис. 6.3).

На конце клапана делается выточка для установки разрезной конической втулки (сухарики), которая наружной поверхностью входит в углубление тарелки пружины клапана. Для уменьшения неравномерной выработки гнезда и фаски клапана применяется механизм принудительного поворота выпускного клапана (около 30 об/мин у ЗИЛ-130). Торцы стержней клапанов покрывают твердым сплавом, что значительно повышает срок их службы.

Цилиндрические клапанные пружины с постоянным или переменным шагом обеспечивают плотную посадку клапанов и невозможность открытия выпускных клапанов в период впуска (при разряжении в цилиндрах). Сила упругости пружины не должна допускать отрыва толкателя от профиля кулачка, так как восстановление наружного контакта будет происходить с ударом.

В некоторых двигателях устанавливаются две пружины различного диаметра (одна внутри другой) с разным направлением навивки. Это позволяет уменьшить длину клапана, предотвратить явление резонанса и повысить надежность работы механизма газораспределения. Пружины изготавливаются из легированной или углеродистой стали и имеют по 5—10 рабочих витков. В целях повышения усталостной прочности и долговечности пружины подвергаются обдуву стальной дробью.

Толкатели клапанов представляют собой стальные цилиндрические стержни или полые цилиндры, предназначенные для передачи усилия от распределительного вала стержню клапана или штанге и разгрузки их от боковых усилий при вращении кулачка. Толкатели бывают тарельчатые и роликовые. Ось толкателей несколько смещается относительно середины кулачков, что вызывает проворачивание вокруг осей в процессе работы, обеспечивая более равномерный износ толкателей. Для плотной посадки клапана в гнезде в приводе клапанного механизма, между пяткой коромысла и клапаном или между толкателем и клапаном, предусматривается зазор в 0,20—0,40 мм. При подвесных клапанах и расположении кулачкового вала в блоке цилиндров зазор, устанавливаемый при прогревом двигателя, составляет 0,25—0,45 мм. При нижнем расположении клапанов зазор по мере прогрева двигателя уменьшается и составляет на холодном двигателе 0,13—0,25 мм для впускных клапанов и 0,19—0,28 мм для выпускных.

Штанги — стальные или дюралюминиевые трубки со стальными наконечниками — подвергаются цементации и закалке. Шаровой их наконечник опирается на сферическую поверхность толкателя, другой имеет обычно вид сферической чашечки и упирается в шаровую головку регулировочного винта, ввертываемого в коромысло. Кроме того, штанги могут изготавливаться сплошными из прутка, а наконечники — выполняться высадкой заодно со штангой.

Коромысло — стальной двухплечий рычаг с плечами различной

длины — служит для передачи усилия от штанги к клапану. Коромысла устанавливаются на пустотелой оси в бронзовых подшипниках и фиксируются в осевом направлении при помощи пружин, надеваемых на ось. Длинное плечо коромысла действует на стержень клапана, а короткое с регулировочным винтом обращено к штанге. Благодаря этому уменьшается высота подъема толкателя и штанги, а следовательно, и сила инерции при их движении. Рабочая поверхность бойка коромысла, упирающаяся в стержень клапана, подвергается специальной обработке — цементации или цианированию с последующей шлифовкой.

Распределительный вал имеет кулачки, с помощью которых в определенной последовательности открываются впускные и выпускные клапаны. Количество кулачков на валу соответствует числу клапанов, а расположение их определяется порядком работы двигателя. Профиль кулачка строится с учетом принятых фаз газораспределения. Распределительный вал некоторых карбюраторных двигателей, помимо того, имеет эксцентрик для привода топливного насоса и шестерню привода масляного насоса, используемую также для привода валика прерывателя-распределителя. Распределительный вал изготавливается из стали, иногда отливается из легированного чугуна. Кулачки, шейки, эксцентрик и шестерня привода масляного насоса подвергаются цементации и закалке токами высокой частоты, а шейки и кулачки чугунных валов отбеливаются. Распределительный вал монтируется в блоке цилиндров на подшипниках скольжения, располагается параллельно коленчатому и получает от него вращение через зубчатую или цепную передачу. От осевого перемещения вал удерживается упорным фланцем (или упорным болтом), расположенным между шестерней и передней опорной шейкой вала.

Шестерни привода распределительного вала в целях уменьшения шума и снижения износа делаются с косым зубом и изготавливаются из различных материалов: на коленчатом валу — из стали, на распределительном валу — из текстолита или чугуна. Для обеспечения правильной работы системы газораспределения шестерни должны входить в зацепление в строго определенном положении. Поэтому на шестерни наносятся сборочные метки.

6.4. Неисправности механизма газораспределения

В процессе эксплуатации двигателя появляются чрезмерные зазоры в опорах подшипников распределительного вала и между зубьями шестерен, нарушается точность геометрического профиля кулачков, происходит истирание фасок головки клапана и гнезда, разрабатываются отверстия направляющих втулок толкателей и клапанов, величина теплового зазора выходит за допустимые пределы.

Эти неисправности приводят к нарушению работы двигателя, в результате чего появляются стуки в клапанном механизме, вспышки и хлопки во впускном трубопроводе и снижается мощность

двигателя. Поэтому тепловые зазоры периодически проверяются и при необходимости регулируются. При нарушении герметичности между рабочей поверхностью клапана и гнездом производят притирку абразивной пастой конусной фаски клапана и гнезда. При износе стержня клапана и направляющих втулок, снижении упругости клапанных пружин, износе зубьев распределительных шестерен производится замена этих деталей.

ГЛАВА 7. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

7.1. Общие сведения

Сгорание топлива в цилиндрах сопровождается интенсивным нагревом частей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов. Кроме того, в двигателе выделяется тепло, эквивалентное работе трения движущихся деталей. Перегрев стенок цилиндров, поршней и клапанов приводит к нарушению нормальных зазоров между деталями, вызывает повышенный износ трущихся пар и возможность заклинивания поршней. В результате перегрева ухудшается наполнение цилиндров, а в карбюраторных двигателях появляется детонация и самовоспламенение рабочей смеси.

При переохлаждении двигателя ухудшается смазка деталей, увеличиваются механические потери на трение, ухудшается смешивание, уменьшается скорость сгорания и как следствие снижается мощность и экономичность двигателя.

Для принудительного отвода тепла нагретых деталей и создания более благоприятного теплового режима двигателя, обеспечивающего наибольшую мощность, высокую экономичность и долговечность, предназначается *система охлаждения*.

Основная часть тепла, не превращенного в индикаторную работу и не уносимого с выхлопными газами, отводится в окружающую среду системой охлаждения, небольшая часть — системой смазки.

Для поддержания оптимального температурного режима двигателя применяются жидкостная и воздушная системы охлаждения. Наибольшее распространение получило жидкостное охлаждение. В последнее время воздушному охлаждению стали уделять большее внимание, применяя его как в карбюраторных, так и дизельных двигателях повышенного литража.

7.2. Жидкостное охлаждение

Большинство тепловых двигателей имеет жидкостную систему охлаждения, которая при различных условиях работы обеспечивает выгодный тепловой режим. При этом температура основных деталей двигателя составляет: стенок гильз цилиндров — 110—180°; внутренних стенок головок блока цилиндров — 150—200°; днища чугунных поршней — 400—500°; днища поршней из алюминиевого сплава — 250—400°; головок всасывающих клапанов — 300—400°, выхлопных — 600—800°.

Количество тепла, подлежащего принудительному отводу системой охлаждения, составляет

$$Q_{\text{охл}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = b Q_T,$$

где Q_T — тепло, израсходованное двигателем за час работы на режиме максимальной мощности:

$$Q_T = H_n G_T = \frac{632,3 N_e}{\eta_e} \text{ ккал/ч.}$$

Q_T — часовой расход топлива, кг; H_n — низшая теплотворная способность, ккал/кг; b — доля тепла, отводимого системой охлаждения: $b = 25 \div 35\%$; Q_1 — тепло, воспринятое поверхностью внутрицилиндрового пространства: $Q_1 = (0,10 \div 0,15) Q_T$; Q_2 — тепло, воспринятое поверхностями выпускных патрубков: $Q_2 = (0,05 \div 0,06) Q_T$; Q_3 — тепло трения поршня, поршневых колец и др.: $Q_3 = (0,03 \div 0,04) Q_T$.

Q_1 является основной частью тепла, отводимого через стенки системой охлаждения.

Тогда тепло, подлежащее принудительному отводу,

$$Q_{\text{охл}} = b \frac{632,3 N_e}{\eta_e} = (0,25 \div 0,35) \frac{632,3 N_e}{\eta_e} \text{ ккал/ч.}$$

Если учесть, что эффективный КПД для карбюраторных двигателей $\eta_e = 0,22 \div 0,28$, а для дизелей $\eta_e = 0,26 \div 0,38$, и если ввести коэффициент запаса, учитывающий тяжелые условия работы, то получим: для карбюраторных двигателей $Q_{\text{охл}} = (550 \div 850) N_e \text{ ккал/ч}$; для дизелей $Q_{\text{охл}} = (400 \div 750) N_e \text{ ккал/ч}$.

При жидкостном охлаждении рубашки цилиндров заполняются водой, которая, циркулируя в системе, отводит тепло от нагретых стенок цилиндров и в специальном теплообменнике (радиаторе) передает его воздуху (рис. 7.1)

По способу циркуляции охлаждающей воды различают термосифонную, принудительную и смешанную системы охлаждения.

В *термосифонной системе* циркуляция воды совершается за счет разности ее удельных весов в охлаждающей рубашке и радиаторе. Однако при этом интенсивность движения воды, а следовательно, и охлаждения получается недостаточной. Приходится сильно увеличивать емкость системы охлаждения, что ведет к утяжелению двигателя и увеличению его стоимости.

Более совершенной является *принудительная система* охлаждения. Здесь охлаждение осуществляется при помощи принудительной циркуляции в рубашках цилиндров охлаждающей воды. Нагретая вода охлаждается в радиаторе, обдуваемом воздухом. Охлажденная в радиаторе вода нагнетается центробежным насосом в водяные рубашки цилиндров, а нагретая вода по верхнему трубопроводу вытесняется в верхнюю камеру радиатора. Принудительная система охлаждения может быть открытой или закрытой. При открытой системе полость, заполняемая водой, в наиболее высокой точке сообщается с атмосферой, при закрытой системе водяная полость разобщена с атмосферой специальным паровоздушным клапаном. Правильно выполненная открытая система охлаждения обес-

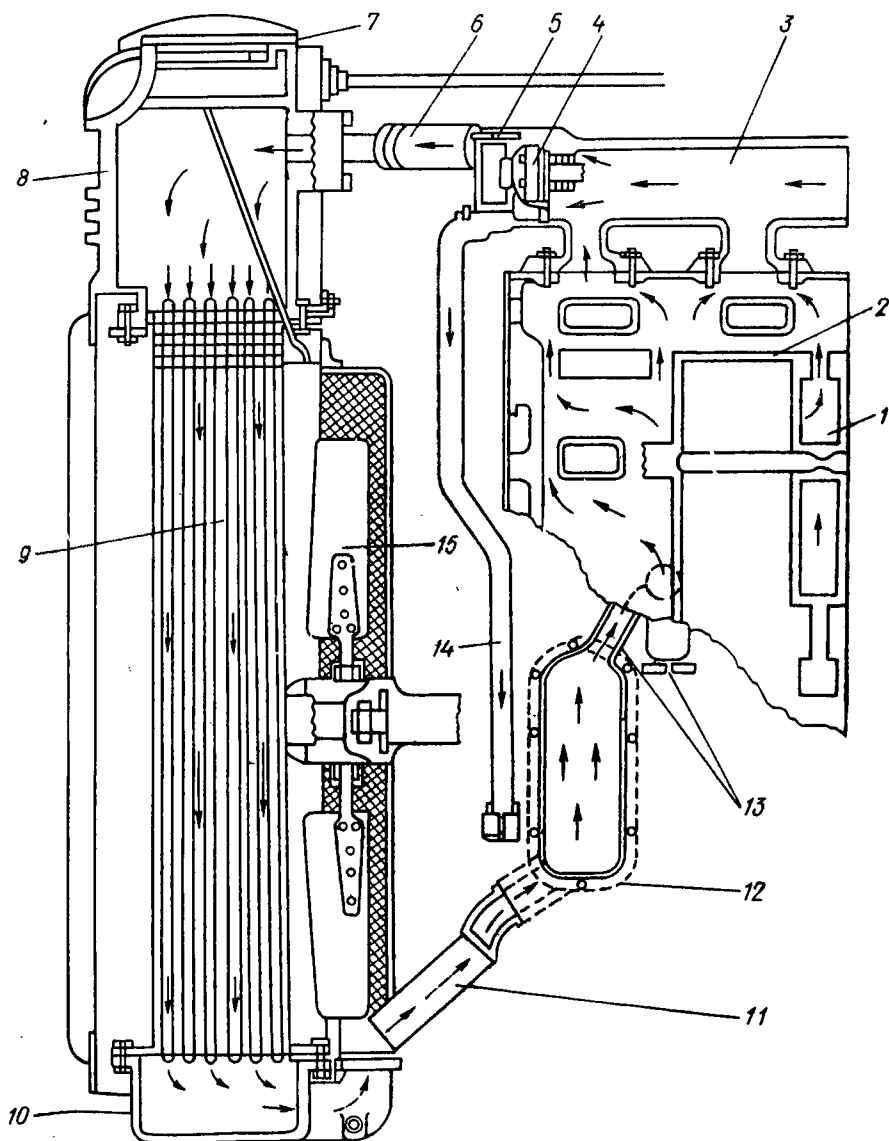


Рис. 7.1 Схема водяного охлаждения двигателя:

1 — водяная рубашка цилиндров; 2 — головка блока; 3 — верхний водяной патрубок; 4 и 5 — термостат и корпус; 6 — шланг соединения с радиатором; 7 — крышка радиатора; 8 — верхняя камера радиатора; 9 — сердечник радиатора; 10 — нижняя камера радиатора; 11 — нижний соединительный шланг; 12 — охладитель масла; 13 — водяной насос; 14 — перепускная трубка; 15 — вентилятор

печивает нагрев воды в полости рубашек цилиндров в пределах 90—95°. Закрытая система охлаждения может работать при более высоких давлениях и температуре, при этом уменьшаются испарение воды и образование накипи внутри системы. Принудительная система охлаждения нуждается в регулировании интенсивности циркуляции воды и потока воздуха, создаваемого вентилятором, так как в процессе эксплуатации меняются условия (нагрузка, время года), влияющие на интенсивность охлаждения.

7.3. Механизмы и приборы системы охлаждения

Радиатор состоит из верхнего и нижнего резервуаров, соединенных между собой 3—4 рядами овальных латунных трубок. Для увеличения поверхности охлаждения к трубкам припаиваются пластины (ленты), образующие ребристую сердцевину радиатора. Глубина сердцевины ограничивается размерами 75—150 мм. Дальнейшее увеличение глубины дает незначительное приращение теплоотдачи. Лобовая поверхность сердцевины принимается равной 0,1—0,3 м²/л. с. Температура воды на входе в холодильник принимается равной температуре воды на выходе из дизеля; температура воды, выходящей из холодильника, соответствует температуре воды на входе в дизель. Поверхность тепловой отдачи радиатора приближенно может быть определена из зависимости: $F_{\text{охл}} = (0,15 \div \div 0,30) N_e \text{ м}^2$ — для грузовых автомобилей; $F_{\text{охл}} = (0,30 \div 0,40) N_e \text{ м}^2$ — для тракторов.

Верхний резервуар радиатора имеет наливную горловину, в пробке которой установлен паровоздушный клапан. При превышении давления в системе свыше 0,2—0,3 кг/см² паровой клапан открывается и выпускает избыток пара. При охлаждении воды вследствие уменьшения ее объема в резервуаре создается разрежение (давление ниже атмосферного на 0,01—0,04 кг/см²), воздушный клапан открывается и пропускает внутрь системы воздух. Паровой клапан пробки горловины радиатора ЗИЛ-130 открывается при более повышенном давлении (свыше 1 кг/см²), поэтому вода в системе закипает лишь при 119°.

Центробежный водяной насос включается на линии подачи охлажденной воды из нижнего резервуара радиатора к блоку цилиндров. Крыльчатка насоса приводится в движение от коленчатого вала двигателя посредством ременной или шестеренчатой передачи. Производительность насоса определяется количеством отводимого тепла $Q_{\text{охл}}$ и перепадом температур воды на входе в дизель t_1 и выходе из него t_2 :

$$G_{\text{в.н}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{C(t_2 - t_1)} \text{ кг/ч},$$

где C — теплоемкость охлаждающей жидкости (для воды $C \approx 1$, для этиленгликолевых незамерзающих смесей $C \approx 0,5$ ккал/кг · °С).

Для равномерного охлаждения перепад температур не должен превышать 10°. Если принять перепад температур 10°, то получим:

$G_{в.н} = (5,5-8,5) N_e \text{ кг/ч}$ — для карбюраторных двигателей; $G_{в.н} = (40-75) N_e \text{ кг/ч}$ — для дизелей.

Количество воды в системе охлаждения в зависимости от мощности двигателя колеблется в пределах: для грузовых автомобилей — 0,2—0,6 кг/л. с.; для тракторов — 0,7—1,2 кг/л. с. Емкость системы охлаждения выбирается с учетом нормальных режимов работы, расчетных скоростей воды и воздуха, сокращения габаритов и веса двигателя. Выбор размеров насоса и формы крыльчатки производится по способу подобия.

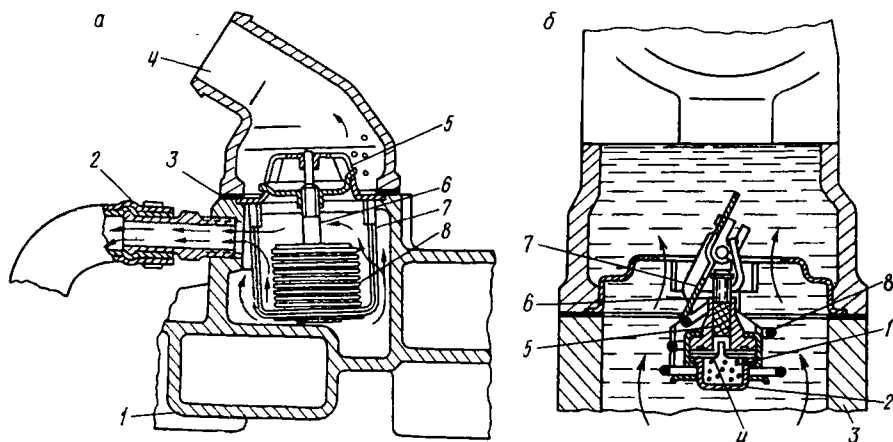


Рис. 7.2. Термостаты:

а — жидкостный: 1 — подводящая воду труба; 2 — патрубок малого круга циркуляции при непрогретом двигателе; 3 и 4 — прокладка и отводящий воду в радиатор патрубок; 5 — клапан термостата; 6 — шток; 7 — корпус; 8 — гофрированный баллон; 6 — с твердым наполнителем; 1 — наполнитель черезин; 2 — баллон; 3 — впускной трубопровод; 4 — мембрана; 5 — резиновый буфер; 6 — шток; 7 — заслонка; 8 — возвратная пружина.

Практически мощность водяного насоса составляет 0,8—0,15% от мощности двигателя. Диаметр трубопроводов подбирается с таким расчетом, чтобы скорость воды не превышала 1,5—3 м/сек.

Нагретая в двигателе вода охлаждается воздухом, который продувается через радиатор *вентилятором*. Вентиляторы применяются осевые, с числом лопастей от двух до шести. Крыльчатки вентиляторов в автотракторных двигателях располагают непосредственно за сердцевинной радиатора. Привод вентилятора, как указывалось ранее, осуществляется при помощи ременной или шестеренчатой передачи, применяется также гидромеханический привод. Двухступенчатый привод позволяет при низких температурах окружающего воздуха изменять скорость вращения вентилятора и таким образом экономить энергию на вентиляцию.

Производительность вентилятора может быть определена по формуле

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{C_p \Delta t} \text{ кг/ч},$$

где C_p — теплоемкость воздуха; Δt — разность температур воздуха при входе и выходе из радиатора: $\Delta t = 10-40^\circ$.

При $\Delta t = 15^\circ \text{C}$ $G_{\text{вент}} = (125 \div 225) N_e$ — для карбюраторных двигателей и $G_{\text{вент}} = (110 \div 165) N_e$ — для дизелей.

Мощность, потребляемая вентилятором, $N_{\text{вент}} = (0,004 \div \div 0,06) N_e$ л. с.

Для поддержания постоянной температуры охлаждающей жидкости, ускорения прогрева холодного двигателя в систему охлаждения включается термостат. Он устанавливается в выходном патрубке между головкой блока и верхним резервуаром радиатора. У большинства двигателей получили распространение *жидкостные* термостаты (рис. 7.2, а). Такой термостат состоит из корпуса, гофрированного цилиндра и клапана со штоком. Половину объема цилиндра занимает легко кипящая жидкость (смесь этилового спирта с водой). Клапан посредством штока соединен с крышкой гофрированного цилиндра. В холодном состоянии двигателя, когда температура воды не превышает 70° (78°), клапан закрывает проходное отверстие в радиатор, выключая его из циркуляционной системы. Когда вода нагреется до указанной температуры, легко кипящая жидкость испаряется, давление внутри цилиндра увеличивается и он растягивается. Клапан начинает открываться и пропускать воду в радиатор. Полностью клапан откроется лишь при температуре воды 85° (91°). Таким образом термостат поддерживает температуру охлаждающей воды в диапазоне температур 80 — 90° . При закрытом клапане термостата вода циркулирует по малому кругу, минуя радиатор. К недостаткам жидкостного термостата относится то, что с изменением давления в системе охлаждения температура открытия и закрытия клапана также изменяется.

Лучшим является термостат с *твердым наполнителем* (рис. 7.2, б). Наполнитель — твердое кристаллическое вещество церезин — находится в баллоне термостата и прикрыт резиновой мембраной, в которую упирается шток. При температуре охлаждающей жидкости до 70 — 85° церезин плавится, увеличивается в объеме и давит на мембрану. При этом шток поворачивает заслонку термостата, открывая путь циркуляции воды через радиатор.

Перед радиатором устанавливаются также жалюзи или шторы, позволяющие регулировать количество воздуха, проходящего через радиатор.

На тракторе ДЭТ-250 (двигатель В-30) применена *эжекционная система охлаждения* (рис. 7.3), при которой воздушные потоки, охлаждающие радиатор, создаются эжекционной системой с использованием энергии выхлопных газов. Тепло от деталей двигателя отводится принудительно циркулирующей жидкостью, а тепло от нагретой жидкости посредством радиаторов передается окружающему воздуху.

Эжекционное устройство работает следующим образом. Из выпускного коллектора отработавшие газы поступают в трубу, оканчивающуюся соплом, где энергия давления газов преобразуется в кинетическую энергию. Струя газов, которая вытекает из сопла с большой скоростью, отдает часть своей энергии находящемуся в смесительной камере воздуху, увлекаая его в диффузор. В камере

создается разрежение, благодаря чему в нее засасывается через радиатор атмосферный воздух. Истечение из сопла выхлопных газов создает непрерывный воздушный поток, который проходит через масляный и водяной радиаторы и отбирает у них тепло. При работе с эжектором имеют место потери мощности двигателя в ре-

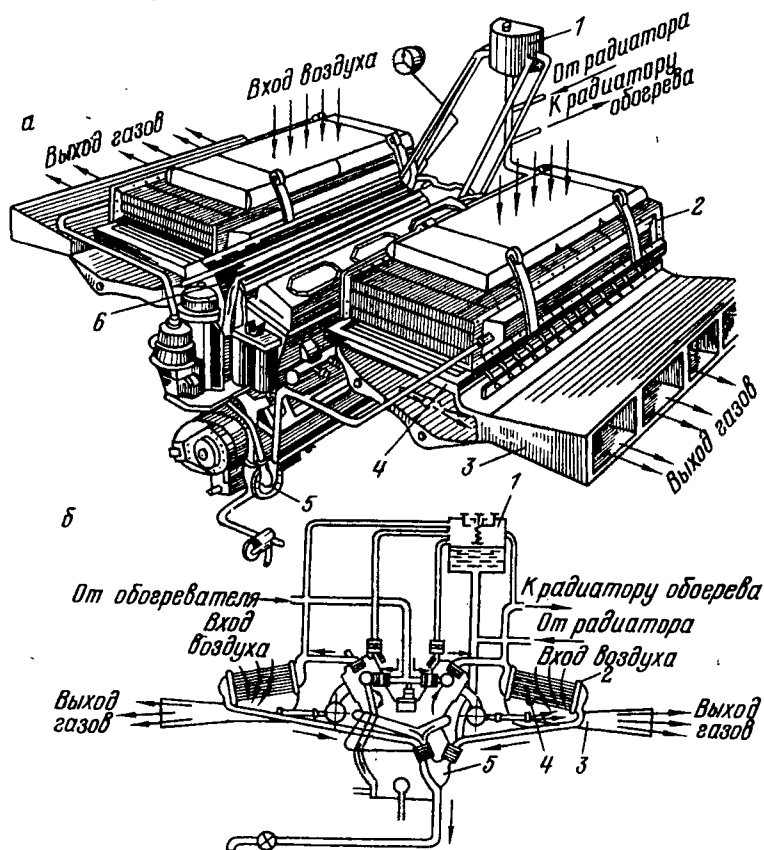


Рис. 7.3. Эжекционная система охлаждения двигателя В-30:

а — общий вид; б — схема; 1 — расширительный бак; 2 — радиаторы; 3 — эжекторы; 4 — жалюзи радиаторов; 5 — водяной насос; 6 — дизель.

зультате ухудшения наполнения цилиндров и увеличения остаточных газов. Однако указанные потери мощности меньше, чем потери, связанные с приведением в действие вентиляционной установки в обычной системе охлаждения.

В тепловозах применяется замкнутая водяная система охлаждения двигателя. Вода циркулирует в рубашках цилиндров двигателя под давлением в 2 ат, создаваемым водяным насосом. В системе охлаждения предусмотрен расширительный бак, предназначенный для компенсации температурных изменений объема воды. Для прогрева дизеля перед пуском в систему включен котел-подогреватель,

отопливаемый дизельным топливом. Вода и масло охлаждаются в воздушных радиаторах, холодильники — решетчатые, из эллиптических латунных трубок. Над шахтой холодильника устанавливается один или два осевых шестилопастных вентилятора. Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала дизеля через гидростатический редуктор с автоматическим регулированием числа оборотов в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. У некоторых тепловозов применяется механический привод, а в отдельных конструкциях — электрический. Регулирование количества воздуха, просасываемого вентилятором через холодильник, производится поворотом створок жалюзи. Для регулирования температуры воды и масла в зимнее время применяется подогрев воздуха, поступающего в секции холодильника, воздухом, нагретым в секциях. Часть нагретого воздуха нагнетается вентилятором в полости над жалюзи и секциями и смешивается там с засасываемым холодным воздухом.

От исправности системы охлаждения зависит топливная экономичность, развиваемая мощность и срок службы двигателя. Основными причинами нарушения нормальной работы двигателя являются перегрев или переохлаждение. В процессе эксплуатации необходимо периодически проверять наличие воды в системе охлаждения, устранять причины, вызывающие утечку охлаждающей жидкости.

Слабое натяжение ремня вентилятора вызывает пробуксовку ремней, снижение числа оборотов вентилятора и уменьшение интенсивности охлаждения. Чрезмерное натяжение оказывает вредное действие на подшипники вентилятора.

Чтобы избежать засорения, сердцевину радиатора необходимо систематически прочищать и промывать. На стенках трубок радиатора, рубашек блока и головок цилиндров образуется накипь. В силу низкого коэффициента теплопроводности накипи (в 100—200 раз меньше алюминия и чугуна) теплообмен в радиаторе и теплоотдача в цилиндрах резко ухудшаются. При этом двигатель перегревается и как следствие падает мощность и повышается расход топлива.

Накипь удаляется путем кислотных промывок системы охлаждения. В зависимости от жесткости применяемой воды и условий эксплуатации система охлаждения промывается 1—2 раза в год.

Промывка заключается в следующем. После удаления воды из прогретого двигателя в систему заливается 1—2 л керосина и весь объем заполняется содовым раствором (50—60 г кальцинированной соды на 1 л воды). Двигателю дают проработать под нагрузкой 8—12 ч, после чего раствор сливается и система промывается водой под напором. Для двигателей с алюминиевыми головками использовать содовый раствор не рекомендуется, так как он разрушает материал. Удаление накипи в таких случаях производится раствором тринатрийфосфата (10 г на 1 л воды) с выдержкой в системе 2—3 дня. Применяется также раствор ингибированной соляной кислоты (0,5 г на 10 л воды) с выдержкой в системе в течение 1—2 ч.

В целях уменьшения отложения накипи систему охлаждения следует заполнять дистиллированной или дождевой водой. Для смягчения охлаждающей воды в нее добавляются ингибиторы накипобразования: при 10—20° жесткости — гексамет 5 мг/л, при повышении более мягкой водой (до 10° жесткости) ингибитор добавляется в охлаждающую жидкость лишь для машин, работающих в тяжелых условиях.

При работе в холодное время года необходимо тщательно следить за температурой воды и принимать дополнительные меры по обеспечению исправной работы систем охлаждения. При длительных остановках воду из системы следует сливать и хранить в теплом помещении для последующей заливки. Для уменьшения охлаждения применяются утеплительные чехлы. Для предохранения от размораживания система охлаждения заполняется смесями с низкой температурой замерзания — антифризами (смесь этиленгликоля и дистиллированной воды). Антифризы имеют более высокую температуру кипения, что позволяет повысить рабочую температуру двигателя и, следовательно, увеличить КПД. Антифриз при нагревании расширяется больше, чем вода, поэтому система охлаждения заполняется антифризом по объему на 5—7% меньше, чем водой.

Воздушная система охлаждения применяется в мотоциклетных и автотракторных карбюраторных двигателях небольшой мощности, а также на некоторых дизелях. При воздушном охлаждении отвод тепла обеспечивается обдувом цилиндров и головок двигателя сильной струей воздуха. Вследствие малой теплоемкости воздуха требуемое количество его по объему для охлаждения должно быть примерно в двадцать раз больше, чем количество воды при жидкостном охлаждении. Блок и головки цилиндров двигателей с воздушным охлаждением имеют специальные ребра, увеличивающие поверхность теплоотдачи. Двигатели малой мощности охлаждаются за счет скорости потока воздуха при движении быстроходных машин. Более мощные двигатели имеют специальные вентиляционные устройства для принудительного обдува их поверхности воздухом. На привод воздухоудвки затрачивается от 3 до 6% развиваемой двигателем мощности. Интенсивность охлаждения должна быть такой, чтобы температура внутренней поверхности цилиндров не превышала 180°, а у головки блока — 250°. В целях получения хорошего охлаждения величина поверхности ребер делается в 15 раз больше внутренней поверхности, соприкасающейся с газами. Оребренная поверхность головки передает 0,50—0,75 $Q_{охл}$, тогда как поверхность цилиндров 0,50—0,25 $Q_{охл}$.

Количество воздуха, необходимого для отвода $Q_{охл}$, составляет

$$G_v = \frac{Q_{охл}}{C_p \Delta t} \kappa \Gamma / \text{ч},$$

где C_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении; Δt — разность температур на выходе t_2 и входе t_1 из межреберного пространства: $\Delta t = t_2 - t_1 = 60 \div 80^\circ$.

При среднем нагреве охлаждающего воздуха на 20—30° удель-

ный расход его составляет: для карбюраторных двигателей — 50—75 м³/л. с. · ч, для дизелей — 40—60 м³/л. с. · ч.

Необходимая теплорассеивающая поверхность определяется из выражения

$$aQ_{\text{охл}} = K_{\text{в}}F(t_{\text{ц}} - t_{\text{в}}) \text{ ккал/ч,}$$

где a — доля тепла охлаждающей системы, передаваемая данной поверхностью; $K_{\text{в}}$ — коэффициент теплопередачи: $K_{\text{в}} = 100 \div \div 200 \text{ ккал/м}^2 \cdot ^\circ\text{С} \cdot \text{ч}$; $t_{\text{ц}}$ — допустимая температура стенки цилиндра и головки; $t_{\text{в}}$ — температура обдувающего воздуха.

Величину поверхности охлаждения двигателя, т. е. поверхности, омываемой охлаждающим воздухом, можно найти исходя из удельной поверхности охлаждения для карбюраторных двигателей:

$$f_{\text{уд}} = \frac{F}{N_{\text{е}}} \approx 300 \div 450 \text{ см}^2/\text{л.с.}$$

Средняя скорость воздуха в межреберных каналах находится в пределах: 20—50 м/сек — при диаметре цилиндров 75—125 мм и 50—60 м/сек — при диаметре 125—150 мм.

К недостаткам двигателей с воздушным охлаждением следует отнести некоторую усложненность конструкции, особенно для многоцилиндровых двигателей. При воздушном охлаждении наблюдаются значительные отклонения температуры двигателя в зависимости от изменения температуры окружающего воздуха. Появляется возможность перегрева двигателя и в связи с этим ухудшения наполнения цилиндров. Этот недостаток компенсируется применением автоматического регулирования температуры путем дросселирования охлаждающего воздуха на выходе или входе его в вентилятор. Для этой цели в привод вентилятора вводится гидромуфта, которая заполняется маслом через сечение, регулируемое термостатом. При непрогретом двигателе термостат перекрывает подвод масла в гидромуфту и число оборотов вентилятора снижается до нуля. По мере прогрева двигателя термостат приоткрывает отверстие для прохода масла и число оборотов вала вентилятора возрастает. При резком изменении числа оборотов двигателя гидромуфта уменьшает нагрузки от касательных сил инерции.

Система воздушного охлаждения по сравнению с жидкостной имеет и ряд преимуществ. Она позволяет уменьшить габариты двигателя и снизить его удельный вес по мощности. Она более проста в обслуживании. В системе воздушного охлаждения отпадает необходимость в снабжении водой, улучшается тепловой баланс двигателя, так как снижаются тепловые потери. Быстрый прогрев двигателя при увеличении нагрузки значительно повышает долговечность цилиндро-поршневой группы. Рассмотрим воздушную систему охлаждения на примере двигателя Д-37М.

Система охлаждения (рис. 7.4) состоит из вентилятора, кожуха, дефлекторов и жалюзи. Подача воздуха для охлаждения головок и цилиндров двигателя обеспечивается осевым вентилятором. Ротор вентилятора выполнен из алюминиевого сплава с девятью лопастями и закреплен на одной оси со шкивом, который приводит-ся во вращение посредством клиноременной передачи от шкива ко-

ленчатого вала. Ротор помещается в ступице направляющего аппарата (дефлектора), прикрепленного к крышке распределительных шестерен. Внутри дефлектора по окружности расположено двадцать лопастей, обеспечивающих прямолинейное протекание струй

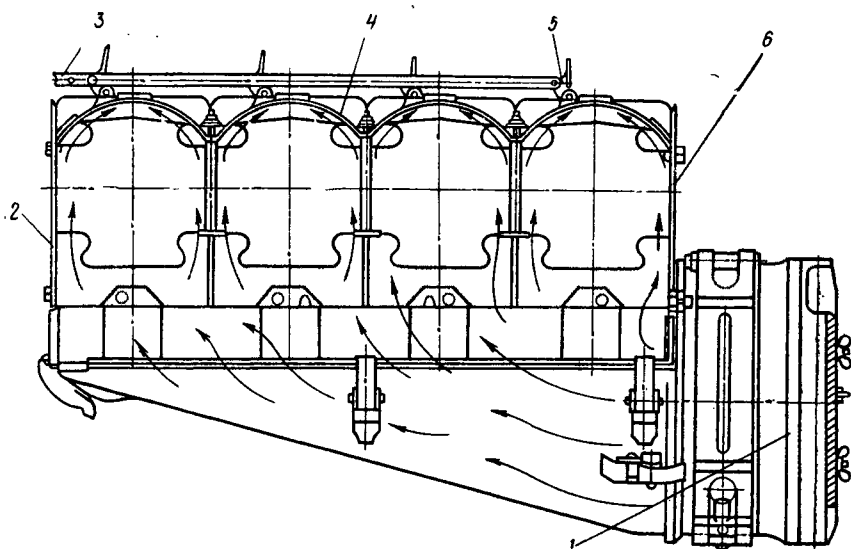


Рис. 7.4. Схема системы воздушного охлаждения:

1 — вентилятор; 2, 4 и 6 — задний, средний и передний дефлекторы; 3, 5 — створки жалюзи; установленных на средних дифлекторах.

воздуха. Поток воздуха, двигаясь в кожухе, направляется дефлекторами на ребренные поверхности головок и цилиндров и на масляный радиатор, расположенный в кожухе. Интенсивность охлаждения регулируется вручную с помощью тяги, воздействующей на жалюзи, которое своими створками прикрывает окна дефлектора.

ГЛАВА 8. СИСТЕМА СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ

8.1. Общие сведения

Основные детали двигателя работают при высоких температурах и испытывают значительные динамические нагрузки. Внутренние поверхности цилиндров и поршневого комплекта подвергаются разрушениям, находясь под непосредственным воздействием химически агрессивных веществ (кислот), которые образуются из-за наличия в продуктах сгорания воды и других соединений. При работе двигателя в сопряженных деталях его механизмов возникают силы трения, на преодоление которых затрачивается часть передаваемой им мощности. Возникновение сил трения обусловлено взаимодействием молекул поверхностных слоев сопряженных деталей и наличием неровностей на этих поверхностях. Скольжение деталей друг относительно друга сопровождается разрушением неровностей, вызывая износ деталей.

Эффективным способом уменьшения трения является устранение возможности непосредственного контакта трущихся поверхностей путем их смазки. Смазочные материалы отводят тепло от трущихся поверхностей, смывают металлическую пыль, которая образуется в результате износа, нагар с цилиндров и поршней двигателя, защищают поверхности деталей от коррозии. Смазка способствует герметичности соединения поршня с цилиндром, улучшает компрессию.

Толщина масляного слоя не должна допускать сухого трения между металлическими поверхностями, т. е. она должна превышать неровности на этих поверхностях (0,03—0,01 мм). Масляный слой должен быть настолько прочным и способным к сопротивлению, чтобы при возникающих давлениях, больших скоростях и высоких температурах мог не разрываться. При жидкостном трении затрата энергии снижается в два с лишним раза по сравнению с сухим. При этом энергия расходуется на преодоление сил молекулярного притяжения смазки, величина которых зависит от вязкости масла. Чем большая вязкость, тем больше и силы взаимного притяжения молекул смазки. При большей вязкости масла получается и большая толщина смазочного слоя. При чрезмерно большой вязкости ухудшается подача масла к трущимся поверхностям, особенно в период пуска двигателя.

Масло должно удерживаться на трущихся поверхностях в виде тонкой пленки, чтобы трение происходило между двумя адсорбиро-

ванными пленками. В процессе эксплуатации двигателей необходимо добиваться сохранения адсорбированной пленки масла. Например, при пуске двигателя нельзя сразу давать большие обороты, и только после прогрева на малых оборотах можно переводить двигатель под нагрузку.

На основании гидродинамической теории смазки процессы, обеспечивающие создание несущей способности вала в подшипнике, заключаются в следующем. В состоянии покоя шейка вала лежит на поверхности вкладыша, занимая крайнее нижнее положение, а серповидный зазор между ними заполнен маслом. В начале вращения вала масло, прилипшее к поверхности шейки, перемещается вместе с ним и вовлекает во вращение масло, поступающее в зазор через подводящее отверстие. Происходит нагнетание масла по направлению вращения в клиновидную щель, которая получается между шейкой и вкладышем. За счет гидродинамических сил в клиновидной щели-зазоре шейка вала всплывает, преодолевая действующую на вал нагрузку. Таким образом, по гидродинамической теории смазки «клиновой эффект» обеспечивает жидкостное трение, при котором прилипшее к движущимся частям масло создает разделяющий их слой. В состоянии покоя деталей «клиновой эффект» отсутствует и разделяющий трущиеся поверхности слой смазки под действием нагрузки разрушается.

Так как детали двигателя работают в условиях различных нагрузок, скоростей и температур, то оптимальные условия смазки для разных деталей различны. Подшипники коленчатого вала, воспринимающие большие нагрузки, требуют обильной смазки для отвода выделяемого в них тепла. Для смазки подшипников требуется масло повышенной вязкости, способное выдерживать ударные нагрузки, проникать в трущиеся места, не выдавливаясь из них при работе двигателя. Для смазки поршневого комплекта (кроме пальца) требуется масло пониженной вязкости, обладающее хорошей текучестью, чтобы смазывать полости цилиндров тончайшим слоем. При повышенной вязкости масла на поверхности цилиндра образуется нагар, ухудшающий отвод тепла и способствующий более ускоренному износу деталей двигателя. Для смазки пары цилиндр — поршень масла подается меньше, чем для смазки опор коленчатого вала. Здесь обильная смазка нарушает нормальную работу двигателя: на поршнях отлагается нагар, происходит заклинивание клапанов, замасливание свечей. Для деталей механизма газораспределения, работающих при небольших нагрузках, интенсивная смазка не нужна.

8.2. Смазочные масла

Для смазки тепловых двигателей применяются высокоочищенные нефтяные дистиллятные и остаточные масла селективной или сернокислотной очистки, содержащие различные присадки, улучшающие их эксплуатационные свойства.

Маловязкие масла имеют пологий характер кривой вязкостно-

температурной зависимости и обладают хорошей прокачиваемостью. Однако при недостаточной вязкости масла не может быть обеспечен гидродинамический режим смазки. Поэтому возникает необходимость повышения вязкости масла в зоне высоких температур. Это достигается введением в маловязкое масло вязкостных присадок — высокомолекулярных соединений.

При некоторых условиях критерием оценки пусковых свойств масла может служить температура застывания. Потеря текучести масла при низких температурах связана с кристаллизацией парафина. Применение *депрессорных присадок* (A_3 НИИ), понижающих температуру застывания масла, приводит к торможению роста кристаллов и образования структурного каркаса.

Термоокислительные присадки замедляют окисление масла при высоких температурах. В результате этого уменьшается количество отложений на деталях двигателя и снижается опасность пригорания поршневых колец. В качестве термоокислительных присадок применяются органические соединения (трибутилфосфат), в которые входят фосфор, сера и цинк. Излишнее количество таких присадок приводит к их проокислительному действию.

Противокоррозийные присадки предохраняют детали от коррозии, путем создания на них защитной пленки. Коррозия вызывается агрессивными кислотами, особенно продуктами сгорания серы, содержащейся в топливе. Наиболее легко подвергаются коррозии сплавы цветных металлов — свинцовистая бронза, свинцовистые баббиты, кадмиевые сплавы и др. Сера и фосфор присадок, под влиянием высоких температур взаимодействуя с металлом, образуют на его поверхности фосфидные или сульфидные пленки, защищающие подшипники от агрессивного воздействия кислот, влаги, перекисей.

Моющие полимерные металлосодержащие присадки обеспечивают чистоту поверхностей поршней, колец и гильз. Большинство этих присадок не смывает отложения, а предупреждает загрязнение деталей. Некоторые присадки, обладающие эффективным моющим действием, являются плохими стабилизаторами органических частиц в масле. Получают применение беззольные полимерные присадки в сочетании с зольными моющими присадками.

В процессе работы двигателя в картерное масло проникают воздух, пары топлива и отработавшие газы. Происходит взбалтывание и разбрызгивание масла, что способствует пенообразованию. В результате вспенивания снижается давление масла и ухудшаются его противознозные свойства. *Противопенными присадками* служат кремнийорганические соединения — полисилоксановые жидкости (ПМС-200а). Они вызывают быстрое разрушение воздушных пузырьков, уменьшая пенообразование.

Пока не удастся подобрать в качестве многофункциональной присадки химическое соединение, которое бы улучшало несколько эксплуатационные свойства масла. Поэтому составляют композиции различных присадок, предназначенных для определенных условий применения.

Разработано шесть вариантов композиций присадок, применяемых для получения масел шести групп по уровню эксплуатационных свойств:

Группа А — для бензиновых четырехтактных двигателей;

Группа Б — для форсированных бензиновых четырехтактных двигателей или дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 0,2%;

Группа В — для V-образных бензиновых четырехтактных двигателей и для форсированных дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 1%;

Группа Г — для высокофорсированных дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 1%;

Группа Д — для высокофорсированных дизелей, работающих на топливе с содержанием серы до 1%;

Группа Е — для высокофорсированных дизелей с лубрикаторной системой смазки, работающих на тяжелом топливе с содержанием серы до 3%.

Применяются следующие основные смазочные масла.

Дизельные масла селективной очистки, получаемые из сернистых нефтей: зимнее М8Б (ДС-8); летнее М10Б (ДС-11); зимнее М8В (ДС-8). *Автомобильные масла* селективной очистки, получаемые из сернистых нефтей: зимнее М6Б (АС-6); М8Б (АС-8), летнее М10Б (АС-10). *Автомобильные масла*, получаемые из дистиллятов малосернистых нефтей: зимнее М6Б (АС_п-6) селективной очистки; летнее М10Б (АС_п-10) селективной очистки; арктическое М6Б (АКЗ_п-6) загущенное; все-сезонное М10Б (АКЗ_п-10) загущенное; летнее М10Б (АК_п-10) сернокислотной очистки; летнее АК-15 сернокислотной очистки без присадки.

В новой маркировке масел буквой М обозначена принадлежность масла к моторным (масла для двигателей внутреннего сгорания). Цифра после буквы соответствует вязкости масла в сантистоксах при 100° С. Последняя буква указывает группу качества. По старой маркировке (в скобках): буква А обозначает автомобильное масло, С и К — способы очистки масла соответственно селективный и сернокислотный, п — наличие присадок, З — загуститель, повышающий вязкость масла. Цифра показывает кинематическую вязкость в сантистоксах.

Для смазки карбюраторных двигателей с повышенной напряженностью рабочего процесса, таких, как ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ГАЗ-53 и др., применяется летом и зимой масло М8Б. Для дизелей с повышенной напряженностью рабочего процесса, таких, как СМД-14, Д-37М, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 НБ и др., применяется летом масло М10Б, зимой — масло М8В.

8.3. Механизмы и приборы системы смазки

По способу подвода масла к трущимся поверхностям различают три системы смазки: разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. *Смазка разбрызгиванием* применяется для маломощных одно- и двухцилиндровых карбюраторных двигателей. Сущность этой системы смазки заключается в том, что масло при вращении вала захватывается черпачками нижних головок шатунов

непосредственно из картера и разбрызгивается. При этом мельчайшие частицы масла попадают на трущиеся поверхности и смазывают их.

Комбинированная система смазки (рис. 8.1) как более надежная и качественная получила преимущественное применение на автотракторных и тепловозных двигателях. В данной системе коленные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники

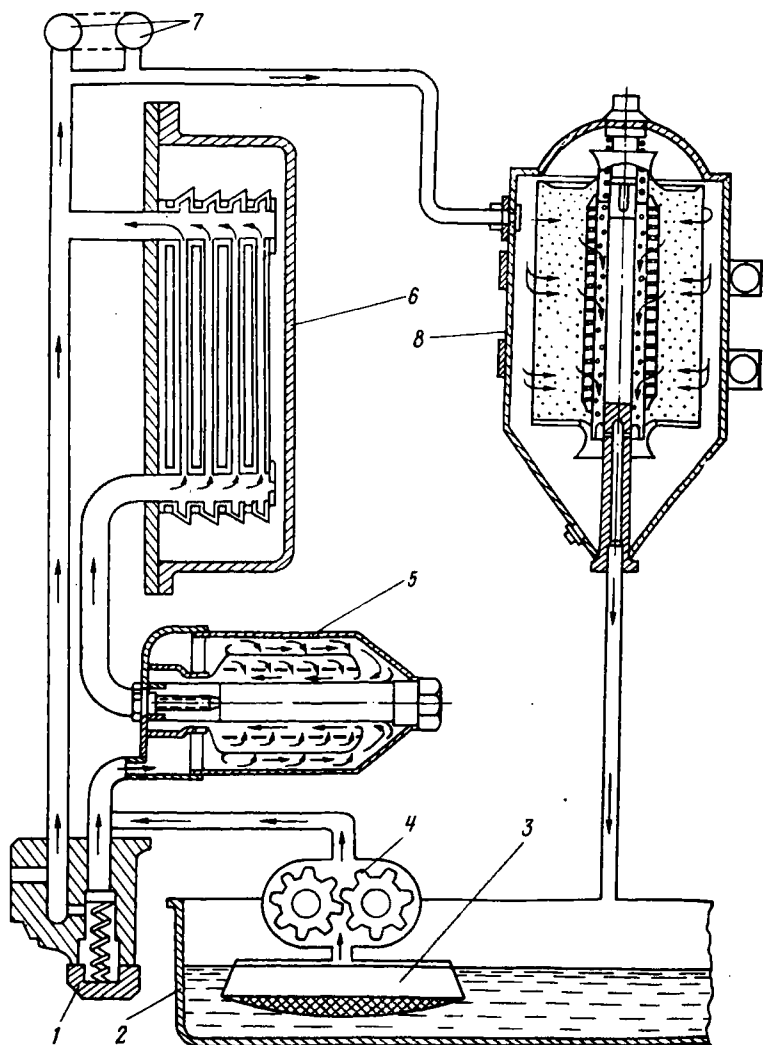


Рис. 8.1. Схема системы смазки:

1 — перепускной клапан; 2 — масляный поддон картера двигателя; 3 — маслозаборник (сетчатый фильтр); 4 — шестеренчатый масляный насос; 5 — фильтр грубой очистки; 6 — масляный радиатор; 7 — масляная магистраль; 8 — фильтр тонкой очистки.

распределительного вала и шестерни привода топливного насоса (у дизелей), поршневые пальцы и втулки коромысел смазываются *под давлением*. Все остальные трущиеся детали — зеркала цилиндров и поршни, кулачки распределительного вала, толкатели, стержни клапанов и бойки коромысел — смазываются *разбрызгиванием*.

Масляный насос (рис. 8.2) предназначен для создания циркуляции масла в системе под давлением, подачи его к трущимся деталям, приборам очистки и охлаждения масла. На тепловых двигателях транспортных машин устанавливаются насосы шестеренчатого типа. Они бывают одно-, двух- и трехсекционные, причем одна из секций нагнетательная, а остальные — откачивающие.

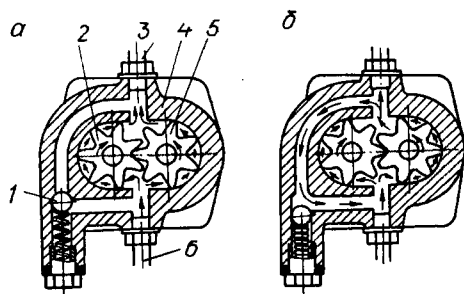


Рис. 8.2. Схема работы односекционного масляного насоса:

а — при нормальном давлении; *б* — при повышении давления в системе смазки; 1 — редукционный клапан; 2 — ведомая шестерня; 3 — трубопровод отвода масла из нагнетательной полости; 4 — корпус насоса; 5 — ведущая шестерня; 6 — трубопровод подвода масла во всасывающую полость насоса.

Перед входом масла в маслоприемник насоса устанавливается сетчатый фильтр, который предотвращает попадание в насос механических примесей.

В корпусе односекционного насоса расположены две шестерни — ведущая и ведомая. Масло поступает во впускную полость насоса через сетчатый фильтр, захватывается зубьями шестерен и переносится вдоль стенок корпуса в канал нагнетания и далее в масляную магистраль двигателя. В корпусе насоса размещается редукционный клапан, предохраняющий систему смазки от чрезмерного повышения давления. В некоторых двигателях редукционный клапан устанавливается в конце масляной магистрали или же одновременно и тут и в корпусе.

Для бесперебойной подачи масла при любых неблагоприятных условиях масляный насос рассчитывается на увеличенную производительность. Размеры насоса определяются исходя из потребного количества масла для прокачки через все коренные и шатунные подшипники с утроенным запасом на повышенную производительность при износе и для обеспечения смазкой остальных трущихся деталей:

$$V_{\text{н}} = 3 z_{\text{п.к}} V_{\text{под}} \text{ см}^3/\text{сек},$$

где $z_{\text{п.к}}$ — число подшипников коленчатого вала; $V_{\text{под}}$ — количество масла, прокачиваемого через подшипник, $\text{см}^3/\text{сек}$.

Приблизленно потребное количество масла для смазки двигателя может быть определено по удельной производительности: для карбюраторных двигателей $V_{\text{н}} = (8 \div 20) N_e \text{ л/ч}$; для дизелей $V_{\text{н}} = (20 \div 45) N_e \text{ л/ч}$.

Давление масла в системе зависит от его вязкости, числа оборотов двигателя и величины зазора между трущимися деталями. Большая вязкость затрудняет прокачку масла и содействует увеличению давления в масляной магистрали. С увеличением оборотов и особенно при работе непрогретого двигателя давление возрастает. В двигателе с малыми зазорами давление масла больше, чем в двигателе с увеличенными зазорами, появляющимися в результате износа. Соответственно возрастает и расход масла. Так, с увеличением зазора в два раза расход масла возрастает в восемь раз.

При работе двигателя масло загрязняется частицами металла, нагара (кокса) и пыли, которые, попадая между трущимися поверхностями, вызывают абразивный износ. При работе на очищенном масле удлиняется срок его использования и уменьшается износ двигателя. Масло очищается при помощи сетчатых, ленточно-щелевых фильтров и центробежных масляных центрифуг.

Обычно применяется двойная фильтрация масла — грубая и тонкая.

Фильтр грубой очистки включается в масляную магистраль последовательно, и через него пропускается все масло, поступающее для смазки деталей. Грубая очистка предназначена для удаления из масла наиболее крупных частиц размером свыше 0,06—0,12 мм. Фильтрующий элемент грубой очистки состоит из большого количества стальных полированных пластин, надетых на стержень. Между фильтрующими пластинами проложены промежуточные пластины толщиной 0,08 мм, которые создают зазоры для прохода масла внутрь элемента. При загрязнении фильтра сопротивление проходу масла возрастает и давление в канале повышается. При разности давлений перед фильтром и за ним в 0,7—0,9 кг/см² перепускной клапан открывается и масло, минуя фильтр, поступает в масляную магистраль.

Фильтр тонкой очистки включается в масляную магистраль параллельно. Через него проходит 10—15% масла, подаваемого насосом, которое затем стекает в картер. Фильтрующий элемент тонкой очистки изготавливается из бумаги, картона, хлопчатобумажных ниток и т. п. В автомобильных и некоторых тракторных двигателях нашли применение картонные фильтрующие элементы АСФО — автотракторный суперфильтр-отстойник. Сменный фильтрующий элемент состоит из набора картонных дисков и звездочек. Тонкость очистки АСФО составляет 0,002—0,003 мм.

В последнее время широкое распространение получили *центробежные фильтры с гидрореактивным приводом* (реактивные центрифуги). Центробежный фильтр (рис. 8.3) состоит из корпуса, в котором на оси свободно вращается ротор. В нижней части ротора ввернуты два жиклера, выходные отверстия которых направлены по касательной в противоположные стороны. Ротор центрифуги вращается с большой скоростью (при давлении масла 3—5 кг/см² ротор делает 5000—6000 об/мин) под влиянием струи масла, выбрасываемой через жиклеры. При этом создается реактивный момент. Твердые частицы с удельным весом, большим удельного веса масла, под

действием центробежных сил отбрасываются к стенкам колпака ротора, образуя на них плотный осадок. Масло, вытекающее из ротора центрифуги, сливается в поддон картера. Проходящее через фильтр масло должно иметь температуру не ниже 70° . При меньшей

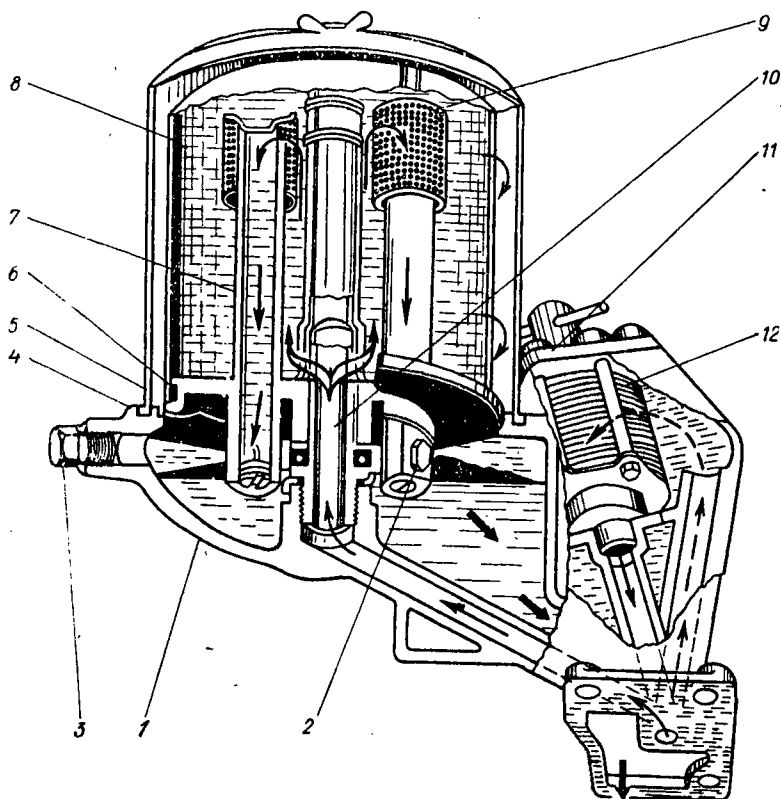


Рис. 8.3. Фильтр центробежной очистки масла:

1 — корпус масляных фильтров; 2 — жиклеры центрифуги; 3 — пробка; 4 — прокладка; 5 — кожух фильтра тонкой очистки; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — ротор центробежной очистки; 8 — колпак ротора; 9 — фильтрующая сетка; 10 — ось ротора; 11 — крышка фильтра грубой очистки; 12 — фильтрующий элемент.

температуре повышается вязкость масла и снижается число оборотов ротора. Давление масла в роторе центрифуги может быть $4\text{—}6 \text{ кг/см}^2$. Центрифуги бывают полнопоточные и неполнопоточные. Полнопоточные центрифуги включаются в систему смазки последовательно, все подаваемое насосом масло проходит через ротор, и в центрифуге задерживаются как крупные, так и мелкие частицы. Неполнопоточные центрифуги включаются в систему смазки параллельно, и через них проходит $10\text{—}20\%$ подаваемого насосом масла. Неполнопоточная центрифуга предохраняет от попадания на трущиеся поверхности двигателя крупных механических частиц.

При работе двигателя летом температура картерного масла может сильно повыситься, в результате уменьшится его вязкость и ухудшится смазка двигателя. Для нормальной работы двигателя температура масла в системе должна быть в пределах 75—85°. Для поддержания нормальных температурных условий в системе смазки включается масляный радиатор с водяным или воздушным

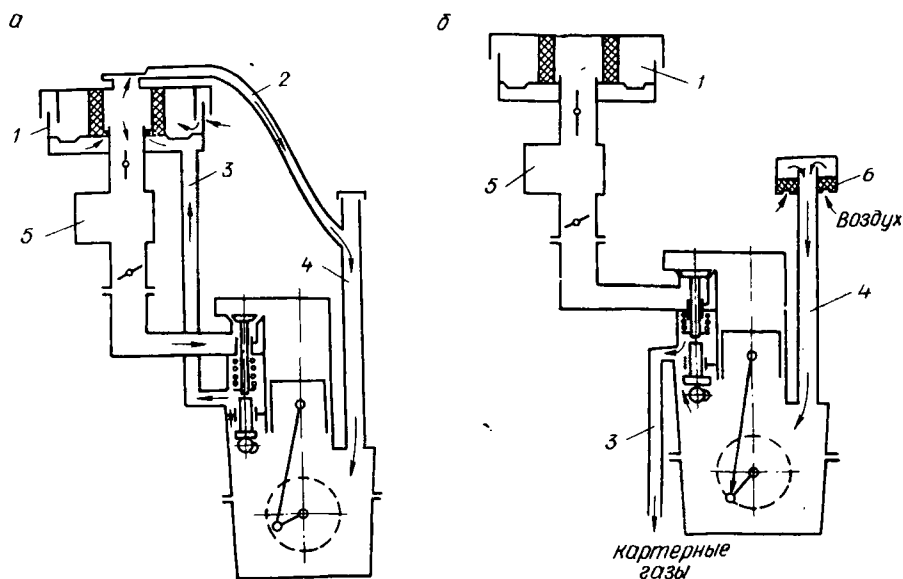


Рис. 8.4. Схема принудительной вентиляции картера:

а — закрытая вентиляция; б — открытая вентиляция; 1 — воздушный фильтр; 2 — приточная труба; 3 — вытяжная труба; 4 — масляный патрубок; 5 — карбюратор; 6 — фильтр системы вентиляции.

охлаждением. Обычно масляный и водяной холодильники совмещаются и охлаждение их осуществляется одним вентилятором. Так как коэффициенты теплопередачи от масла к стенкам трубки и от трубки воздуху почти одинаковы, то масляный радиатор делается с гладкими трубками. Тепло, подлежащее отводу от масляного радиатора, составляет 1—2% тепла, вносимого с топливом: $Q_M = (0,01 \div 0,02) g_e N_e H_H \text{ ккал/ч.}$

Параллельно масляному радиатору включается клапан-термостат, который служит для автоматического включения и выключения масляного радиатора в зависимости от вязкости масла, определяемой его температурой.

Давление масла в системе смазки контролируется по манометру, а температура — по дистанционному термометру. Количество масла в картере двигателя проверяется мерной линейкой.

Для обеспечения нормального состояния двигателя применяется принудительная вентиляция (рис. 8.4).

В процессе работы двигателя между стенками поршней и цилиндров в картер проникают отработавшие газы, пары топлива и воздух, создавая там избыточное давление, выдавливающее масло через уплотнения. Пары топлива, конденсируясь, разжижают масло, отработавшие газы и пары воды ухудшают смазку. Для уравнивания давления картер двигателя сообщается с атмосферой

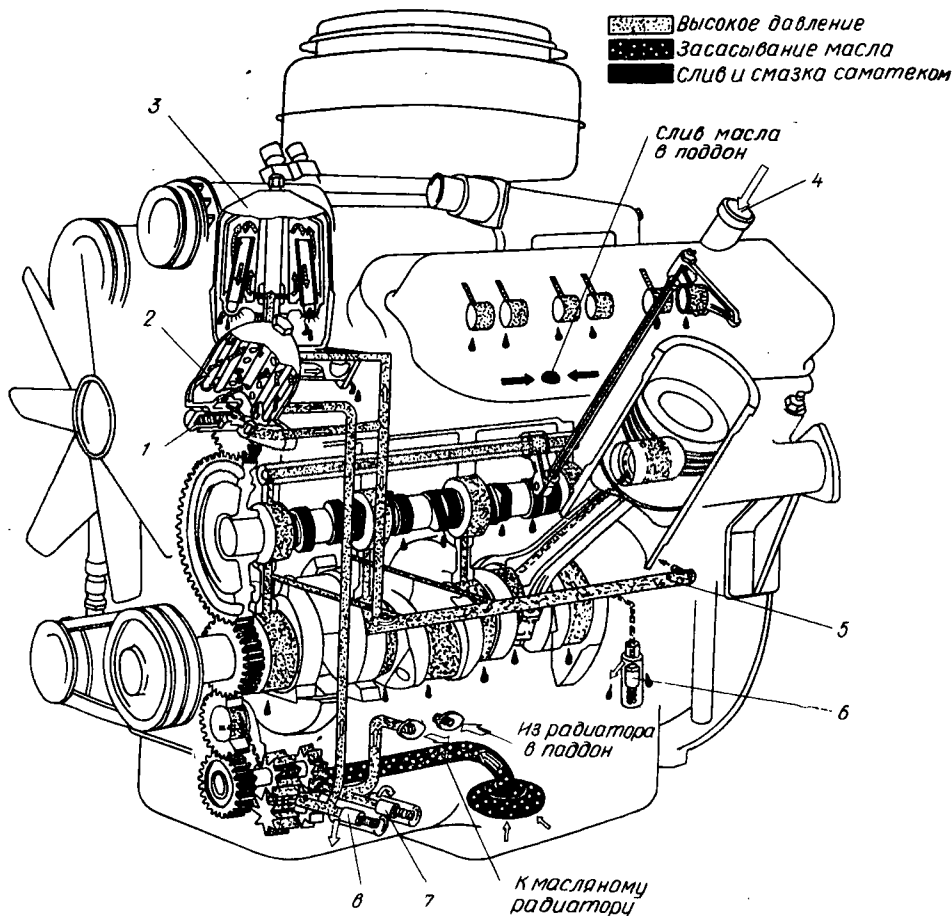


Рис. 8.5. Схема системы смазки двигателя ЯМЗ-236:

1 — перепускной клапан; 2 — фильтр грубой очистки; 3 — фильтр центробежной очистки; 4 — маслозаливная горловина; 5 — центральная масляная магистраль; 6 — сливной клапан; 7 — предохранительный клапан радиаторной секции; 8 — редукционный клапан основной секции.

через сапун, снабженный воздушным фильтром. Поступающий в картер воздух смешивается с картерными газами и под действием разрежения по трубке, подключенной к клапанной коробке, отсасывается в воздухоочиститель карбюратора. Для регулирования количества отсасываемых газов в систему вентиляции включается автоматический клапан.

Работу системы смазки рассмотрим на примере двигателя ЯМЗ-236 (рис. 8.5).

Система смазки комбинированная с мокрым картером. Масло из поддона картера через сетчатый фильтр (маслозаборник) засасывается двухсекционным шестеренчатым насосом. *Нагнетательная секция* насоса подает масло в магистраль через последовательно включенный фильтр грубой очистки. При разности давлений до и после фильтра в $2\text{--}2,5 \text{ кг/см}^2$ (элементы фильтра загрязнены) перепускной клапан открывается и масло поступает в магистраль, минуя фильтр. Из главной магистрали масло по каналам в блоке подается к подшипникам коленчатого и распределительного валов. От подшипников коленчатого вала по каналам в шатунах масло попадает к подшипникам верхних головок шатунов и смазывает поршневые пальцы. От распределительного вала пульсирующим потоком масло направляется в канал оси толкателей и далее по каналам в толкателях, по полым штангам и сверлениям коромысел поступает ко всем трущимся парам привода клапанов. Разбрызгиванием смазываются зеркало гильз цилиндров, кулачки распределительного вала, шестерни привода агрегатов и подшипники качения. Параллельно главной масляной магистрали после фильтра грубой очистки включен центробежный фильтр тонкой очистки, который пропускает до 10% масла, циркулирующего в системе. При давлении масла на выходе из нагнетательной секции выше $7\text{--}7,5 \text{ кг/см}^2$ редукционный клапан открывается и избыточная часть масла сливается в поддон картера.

Радиаторная секция насоса подает масло в масляный радиатор, где оно охлаждается и затем сливается в поддон картера. Воздушно-масляный радиатор установлен впереди радиатора системы охлаждения. Предохранительный клапан радиаторной секции начинает действовать при давлении на выходе из насоса $0,8\text{--}1,2 \text{ кг/см}^2$. Включается масляный радиатор при температуре окружающего воздуха 15° . Сливной разгрузочный клапан, предназначенный для стабилизации давления в системе смазки, расположен в нижней части блока и отрегулирован на открытие при давлении $4,7\text{--}5,0 \text{ кг/см}^2$. Уровень масла в картере двигателя проверяется при помощи масломерного щупа и должен находиться в пределах меток Н и В, ближе к верхней метке. Давление масла в прогретом двигателе составляет $4\text{--}7 \text{ кг/см}^2$ при оборотах двигателя 2100 об/мин и не менее 1 кг/см^2 при минимальных оборотах холостого хода.

8.4. Неисправности системы смазки

Уход за системой смазки заключается в наблюдении за уровнем, давлением и температурой масла, промывке картера, очистке маслопроводов и фильтров, периодической замене масла. Сроки смены масла указываются в заводских инструкциях. В процессе работы двигателя масло загрязняется. С трущихся поверхностей смываются металлические частицы и нагар, через неплотности в соеди-

ГЛАВА 10. СИСТЕМА ПИТАНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

10.1. Топливо для дизельных двигателей

Для быстроходных транспортных и стационарных двигателей с воспламенением от сжатия применяются специальные дизельные топлива, являющиеся продуктом прямой перегонки нефти. Они характеризуются следующими основными эксплуатационно-техническими свойствами, влияющими на их поведение в двигателе: воспламеняемостью, способностью к смесеобразованию, стабильностью, антикоррозионными свойствами и вязкостью.

Воспламеняемость характеризует способность топлива самовоспламениться после впрыска его в цилиндры двигателя. Она оценивается *цетановым числом*. Цетановое число выражает собой процентное содержание (по объему) цетана в его смеси с альфаметилнафталином. Эта смесь должна быть равноценна испытываемому топливу по задержке самовоспламенения, определенной на специальном стандартном двигателе. Цетан (гексодекан) быстро окисляется при малом периоде задержки самовоспламенения. Его цетановое число $C_a = 100$. Альфаметилнафталин — углеводород ароматического ряда с большой задержкой самовоспламенения. Его цетановое число условно принято за нуль. Для дизельного топлива цетановое число составляет 40—60, а время задержки самовоспламенения — 0,002—0,001 сек.

С повышением цетанового числа топлива двигатель работает более экономично и менее жестко, процесс сгорания протекает более плавно, дымность выпуска уменьшается. Применение топлива с чрезмерно высоким цетановым числом (70 и выше) приводит к снижению экономичности работы двигателя, появляется дымный выхлоп и увеличивается нагарообразование. Цетановое число можно повысить путем добавки к дизельному топливу специальной присадки — изопропилитрата — в количестве до 1%.

Смесеобразующие свойства топлива, обеспечивающие полноту его сгорания, устойчивую работу дизеля на малых нагрузках и бездымный выпуск на больших нагрузках, определяются его фракционным составом. Для быстроходных дизелей применяется топливо с меньшим содержанием фракций и с высокой температурой кипения. Содержание тяжелых фракций ограничивается допускаемой наибольшей температурой перегонки 90, 96 и 98% топлива. При применении топлив с чрезмерно облегченным фракционным составом с уменьшением вязкости снижается цетановое число и увеличивается износ деталей топливной аппаратуры.

Вязкость характеризует способность топлива прокачиваться в топливopодaющей системе, качество распыливания и однородность смеси. От вязкости зависят процессы испарения и сгорания топлива, надежная работа и долговечность топливной аппаратуры. При малой вязкости топлива ухудшается смазка топливного насоса и частей форсунок, что вызывает их повышенный износ.

Табл. 10.1. Сортамент дизельного топлива

Показатели качества	Топливо для быстроходных дизелей ГОСТ 4749—49			Топливо дизельное автотракторное ГОСТ 305—62			Топливо для тепловозных дизелей ГОСТ 20489—63	
	ДА	ДЗ	ДЛ	А	З	Л	ТЗ	ТЛ
Цетановое число не менее	40	40	45	45	45	45	45	45
Фракционный состав:								
10% перегоняется при температуре не выше, °С	200	200	—	—	—	—	—	—
50% перегоняется при температуре не выше, °С	255	275	290	240	250	270	275	290
90% перегоняется при температуре не выше, °С	300	335	350	—	—	—	—	—
96% перегоняется при температуре не выше, °С	330	—	—	—	—	—	—	—
98% перегоняется при температуре не выше, °С	—	—	—	330	340	360	340	360
Температура вспышки в закрытом тигле не ниже, °С	35	50	60	30	35	40	40	65
Температура застывания не выше, °С	—60	—45	—10	—55	—35	—10	—35	—10
Вязкость кинематическая при 20°С в пределах, сст	2,5—4,0	3,5—6,0	3,5—8,0	1,5—2,5	2,2—3,2	3,0—6,0	2,2—5,0	3,5—6,5
Содержание серы, не более, %	0,2	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	0,5	0,5
Содержание фактических смол не более, мг на 100 мл топлива	—	—	—	30	40	60	40	60
Иодное число не более	—	—	—	—	6	8	6	6
Кислотность не более, мг КОН на 100 мл топлива	5	5	5	5	5	5	5	5

Кислотность характеризует коррозионные свойства топлива. При высокой кислотности топливо вызывает коррозию топливной аппаратуры и топливных баков. Работа дизелей на сернистом топливе (содержание серы до 1%) сопровождается повышенным отложением нагара в двигателе.

Стабильность топлива характеризует его склонность к осмолению, образованию смолистых отложений и нагаров на клапанах, в камере сгорания, на поршнях и соплах форсунок. Стабильность топлив, имеющих продукты вторичных процессов переработки, определяется наличием в них нестабильных продуктов, которые оцениваются индексом. *Иодное число* — это количество иода (в граммах), присоединившегося к 100 г топлива при определенных условиях. Оно характеризует содержание в топливе непредельных углеводородов, способных осмоляться. Наличие в топливе фактических смол и смол, образующихся в процессе горения, увеличивает отложения и нагарообразование в цилиндрах дизеля. *Фактические смолы* — это показатель, характеризующий эксплуатационные свойства дизельного топлива.

Загрязненность топлива показывает наличие в нем механических примесей и воды. Вещества, находящиеся в топливе в осадке или во взвешенном состоянии, засоряют форсунки (вплоть до прекращения подачи топлива), топливные фильтры и вызывают повышенный износ топливной аппаратуры; при низких температурах вода может замерзнуть и закупорить топливную систему. Загрязнение зимних сортов дизельного топлива водой не допускается.

Показатели дизельного топлива приведены в табл. 10.1.

10.2. Смесеобразование в дизелях

На смесеобразование и сгорание топлива в дизелях отводится время (0,003—0,008 сек) в десять раз меньшее, чем в карбюраторных двигателях. Ограниченное время смесеобразования требует создания благоприятных условий для совершенного распыливания топлива. Равномерное приготовление смеси достигается при однородном распыливании топлива, его правильном сочетании с движением воздуха, достаточной дальностью струи впрыска. Для более полного сгорания топлива дизели работают при большом коэффициенте избытка воздуха (1,2—1,75), что приводит к снижению среднего эффективного давления, литровой мощности и к относительному увеличению веса двигателя. При хорошем распыливании топлива один грамм поданного топлива распадается на миллиарды капелек диаметром 0,002—0,005 мк, превращаясь в облако пыли. Это способствует быстрому и полному перемешиванию топлива с воздухом и уменьшает избыток воздуха. Начало и конец распыливания должны быть четкими, чтобы топливо не подтекало через отверстия форсунок. Подтекание топлива вызывает образование нагара в области отверстий выхода, из-за чего затрудняется впрыск и перемешивание топлива с воздухом. Чтобы хорошо распылить

топливо за короткий промежуток времени, нужно подать его под большим давлением ($200\text{--}600\text{ кг/см}^2$) со скоростью $150\text{--}400\text{ м/сек}$. Возрастание скорости струи топлива сопровождается улучшением тонкости распыливания.

По способу смесеобразования дизели подразделяются на двигатели с неразделенными камерами сгорания (однокамерные) и двигатели с разделенными камерами сгорания (предкамерные и вихрекамерные) (рис. 10.1).

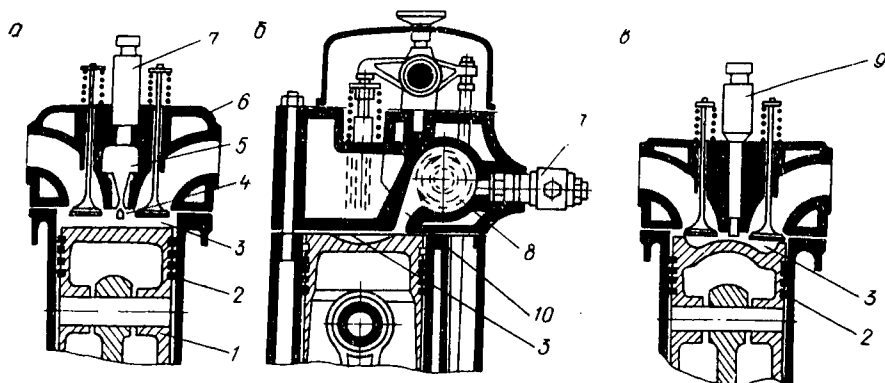


Рис. 10.1. Схемы смесеобразования в дизелях:

а — предкамерное смесеобразование; *б* — вихрекамерное смесеобразование; *в* — смесеобразование в неразделенной камере сгорания; 1 — поршень; 2 — цилиндр; 3 — основная камера сгорания; 4 — отверстие для прохода топлива; 5 — предкамера; 6 — головка блока; 7 — форсунка; 8 — вихревая камера; 9 — насос-форсунка; 10 — канал.

В дизелях с неразделенными камерами сгорания камера представляет собой единый объем, заполненный в конце сжатия воздухом под давлением $35\text{--}40\text{ кг/см}^2$. Топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания. Распыливание и перемешивание топлива с воздухом достигается в основном за счет кинетической энергии; сообщаемой ему при впрыске. Для равномерного распределения топлива в камере форсунки выполняются с несколькими отверстиями. Форма камеры сгорания соответствует форме топливного факела, в других случаях создаются вихревые движения воздуха в процессе впуска и сжатия путем придания поршню соответствующей формы, установки специальной ширмы на впускном клапане или применением тангенциальных впускных клапанов, а для двухтактных двигателей — путем тангенциального расположения продувочных окон. Достоинствами дизелей с неразделенными камерами являются: простая и компактная форма камеры сгорания; высокие экономические показатели по расходу топлива ($160\text{--}190\text{ г/л.с.ч.}$); относительно малые тепловые потери; большие средние эффективные давления; большая литровая мощность; легкий запуск двигателя (в $2\text{--}3$ раза меньше по времени, чем в двигателях с разделенными камерами); довольно низкий коэффициент избытка воздуха (минимально допустимый — $1,4$).

Недостатки дизелей с неразделенными камерами заключаются в следующем. Предъявляются повышенные требования к топливоподающей аппаратуре из-за высокого давления впрыска. Так как сгорание характеризуется большими давлениями (до 100 кг/см^2) с быстрым нарастанием давления ($\frac{dp}{d\alpha} = 4-8 \text{ кг/см}^2$), то двигатель работает жестко, увеличивается нагрузка на кривошипно-шатунный механизм, в силу чего приходится повышать запас прочности. Малые отверстия распылителя форсунки ($0,1-0,25 \text{ мм}$) при недостаточно чистом топливе приводят к их засорению.

Для уменьшения жесткости работы дизеля с неразделенной камерой сгорания применяется *пленочное смесеобразование*. Сущность его состоит в том, что в объеме камеры сгорания распыливается лишь около 5% топлива, и поэтому резкого нарастания давления не происходит. Основная же часть топлива подается на горячую стенку камеры сгорания и вследствие интенсивного вихревого движения воздуха превращается в пленку толщиной до $0,2 \text{ мм}$. Пленка постепенно испаряется и парообразное топливо поступает в зону горения, которая образовалась самовоспламенением топлива, ранее распыленного по объему камеры. Давление распыливания при этом способе смесеобразования не превышает 200 кг/см^2 . Для нормальной работы дизелей с пленочным смесеобразованием необходимо поддерживать температуру стенок камеры сгорания в пределах 300° . Форсунки (двух-, трехдырчатые) устанавливаются так, чтобы направление топливного факела составляло острый угол с поверхностью камеры, а направление движения воздуха совпадало с осью факела. В двигателях с пленочным смесеобразованием практически возможно использовать все сорта жидкого топлива. Период задержки воспламенения при этом не изменит количества топлива, распыленного в объеме камеры сгорания и, следовательно, не повлияет на жесткость работы двигателя и на величину давления в конце сгорания топлива. Удельный расход топлива для этих двигателей соответствует удельному расходу топлива для двигателей с объемным смесеобразованием и в хорошо выполненных моделях двигателей составляет $160-180 \text{ г/л.с.ч}$.

В *дизелях с разделенными камерами сгорания* камера сгорания разделена на две (а иногда и на три) полости, соединяемые между собой одним или несколькими каналами. В этих дизелях смесеобразование улучшается в результате большой скорости воздуха или газов, получающейся при перетекании их из одной полости в другую в процессе сжатия и сгорания. В дизелях с разделенными камерами используются сравнительно простые однодырчатые форсунки, а впрыск топлива производится под давлением $80-150 \text{ кг/см}^2$. Благодаря невысокому давлению впрыска топлива и улучшенному смесеобразованию снижаются требования, предъявляемые к топливоподающей аппаратуре и сорту топлива.

Однако дизели с разделенными камерами сгорания имеют увеличенные удельные расходы топлива в силу потери энергии на пере-

текание воздуха из основной камеры в дополнительную и обратно, а также из-за дополнительных потерь тепла вследствие увеличения интенсивно охлаждаемой поверхности дополнительной камеры. Особенно большие тепловые потери имеют место в период пуска двигателя. Для обеспечения удовлетворительного пуска повышают степень сжатия и снабжают двигатель специальными пусковыми устройствами (свечами накаливания, подогревателями и др.).

При предкамерном распыливании топлива основная камера, занимающая 0,75—0,60% от полного объема камеры сгорания, расположена над поршнем. Она соединяется с небольшой предкамерой, расположенной в головке блока, одним или несколькими каналами, площадь сечения которых составляет 0,3—0,6% площади поршня. Во время такта сжатия воздух из цилиндра перетекает в предкамеру с трудом, и давление в ней получается меньшим, чем в основной камере. В конце такта сжатия из-за большого перепада давлений скорость перетекания воздуха сильно возрастает. В это время навстречу скоростному потоку воздуха в предкамеру через форсунку вводится мелко распыленное топливо под давлением 80—125 кг/см^2 . Так как в предкамере содержится ограниченное количество воздуха, то впрыснутое топливо сгорает только на 20—30%, при этом оставшаяся часть его нагревается. Давление в предкамере повышается до 70—80 кг/см^2 , и топливо, перемешанное с горячими газами, выбрасывается в основную камеру со скоростями 200—300 м/сек . Благодаря этому значительно улучшается распыливание и перемешивание большей части топлива с воздухом. Двигатели с предкамерным распыливанием работают менее жестко, так как нарастание давления на поршень происходит постепенно. Для предкамеры является характерным высокая температура ее стенок и заполняющих камеру газов.

В вихрекамерных дизелях камера сгорания также состоит из двух: вихревой камеры, расположенной в головке цилиндра, и основной, меньшей по объему, которая находится в углублении поршня. Вихревая камера имеет обтекаемую форму (сферическую) и охлаждается водой. Объем вихревой камеры составляет 50—75% от общего объема камеры сгорания, что дает возможность вовлечь в вихревое движение большее количество воздуха. Для данного типа двигателей характерно использование при смесеобразовании вихревых потоков воздуха. Обе части камеры сгорания соединены между собой тангенциальным каналом. В процессе сжатия воздух перетекает из полости цилиндра в вихревую камеру и приобретает здесь вихревое движение. Перепад давлений между камерами сравнительно небольшой — около 6 кг/см^2 . Топливо впрыскивается в вихревую камеру под давлением 100—150 кг/см^2 . Благодаря завихрению получается хорошее перемешивание топлива с воздухом, быстрый нагрев и самовоспламенение. При этом давление в вихревой камере резко повышается, и несгоревшее топливо выбрасывается в полость цилиндра, где перемешивается с имеющимся там воздухом, самовоспламеняется и сгорает. Двигатели с вихревой камерой обеспечивают хорошее смесеобразование и более высокое

среднее эффективное давление при относительно небольшом удельном расходе топлива. Основным недостатком этих дизелей является сложность конструкции головки цилиндра.

Для получения более полного сгорания топливо подается с опережением. Оптимальный угол опережения впрыска топлива форсункой находится в пределах $5-10^\circ$ поворота коленчатого вала. С учетом сжимаемости топлива при нагнетании и расширения топливопроводов от давления подачи топливо подается насосом с еще большим опережением ($15-20^\circ$).

10.3. Основные приборы системы питания

Принципиальная схема системы питания дизельного двигателя представлена на рис. 10.2. Топливо из бака подается к топливному плунжерному насосу высокого давления вспомогательным (подкачивающим) насосом под давлением $2-4$ ат. Подкачивающие насосы бывают поршневые, шестеренчатые и коловратного действия.

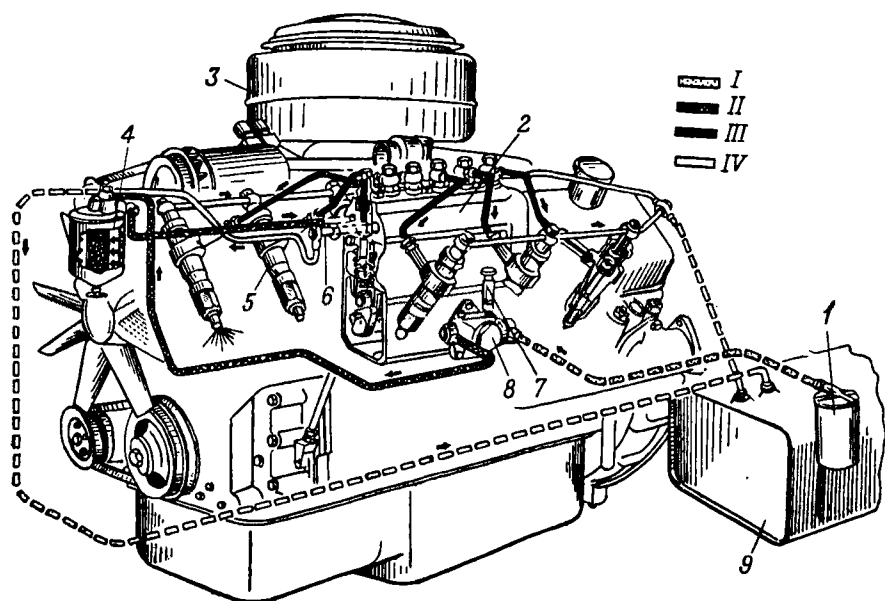


Рис. 10.2. Система питания дизеля ЯМЗ-236:

1 — фильтр грубой очистки топлива; 2 — топливный насос высокого давления; 3 — воздушный фильтр; 4 — фильтр тонкой очистки топлива; 5 — форсунки; 6 — перепускной клапан; 7 — топливоподкачивающий насос; 8 — насос ручной подкачки; 9 — топливный бак; I — всасывающая магистраль; II — низкое давление; III — высокое давление; IV — слив избытка топлива в бак.

В подкачивающем насосе устанавливается перепускной клапан, предотвращающий чрезмерное повышение давления в системе. По пути топливо очищается в двух фильтрах: в фильтре грубой очистки, который установлен до подкачивающего насоса, и в фильтре тонкой очистки, установленном между подкачивающим и топливным насосами. Грубая очистка топлива производится с помощью

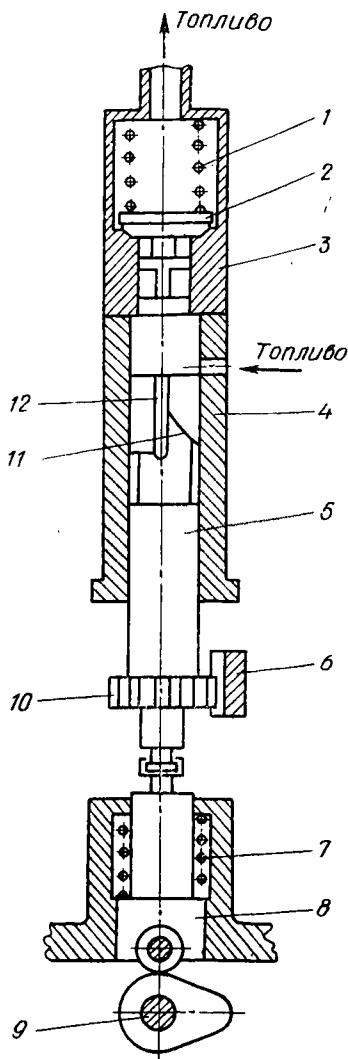


Рис. 10.3. Схема секции топливного насоса высокого давления: 1 — пружина нагнетательного клапана; 2 — нагнетательный клапан; 3 — гнездо клапана; 4 — гильза; 5 — плунжер; 6 — рейка; 7 — возвратная пружина толкателя; 8 — роликовый толкатель; 9 — кулачковый вал привода насоса; 10 — зубчатый венец на нижнем конце плунжера; 11 — винтовая отсечная кромка; 12 — продольная канавка (канал).

ленточно-щелевых или пластинчато-щелевых фильтров, которые улавливают частицы размером $0,06-0,07$ мм. Тонкая очистка осуществляется обычно матерчатыми фильтрами. Топливный насос подводит топливо к форсунке, из которой под высоким давлением в конце такта сжатия оно впрыскивается в камеру сгорания.

Топливный насос высокого давления служит для подачи в цилиндры двигателя требуемого количества топлива в строго определенные моменты. По принципу работы топливные насосы относятся к типу плунжерных многосекционных насосов. Количество насосных элементов равно числу цилиндров двигателя, т. е. в каждую форсунку топливо подается самостоятельным насосным элементом (рис. 10.3). Плунжер и гильза — плунжерная пара — являются основными деталями каждой секции насоса. Они подбираются парно с минимальным зазором $0,0015$ мм. В верхней части гильзы сделаны впускное и перепускное отверстия. Плунжер, возвратно-поступательно перемещаясь в гильзе, всасывает и нагнетает топливо. Всасывающий ход плунжера осуществляется под действием усилия пружины, а нагнетательный ход — под действием кулачкового вала через роликовый толкатель. Помимо вертикального перемещения, в гильзе плунжер также может поворачиваться с помощью двух направляющих выступов, которые входят в пазы поворотной втулки. Последняя в свою очередь поворачивается посредством закрепленного на ней зубчатого венца, который связан с рейкой. Изменение мощности двигателя достигается уменьшением или увеличением количества подаваемого топлива путем поворота плунжера в гильзе. В головке плунжера имеется выточка и продольный канал с выходом в кольцевую выточку. Осевой и радиальный каналы соединяют кольцевую выточку

с пространством гильзы. Головка плунжера имеет винтовой срез — *отсечную кромку*. Количество подаваемого топлива зависит от положения отсечной кромки по отношению к перепускному отверстию гильзы. Управление механизмом подачи топлива производится водителем, который задает режим, и автоматическим регулятором.

Сжимаемость топлива и упругость трубопровода высокого давления способствуют возникновению колебательных процессов в системе подачи, что искажает характеристику подачи топлива по углу поворота коленчатого вала. Могут иметь место повторные впрыски и подтекание топлива через форсунку после основного процесса подачи. Эти отрицательные явления устраняются *нагнетательным клапаном*. Его седло опирается на торец гильзы плунжера и прижимается к гильзе штуцером, к которому присоединен трубопровод высокого давления, идущий к форсунке. В период подачи топлива плунжером клапан поднимается и сжимает пружину. При этом цилиндрический пояска клапана выходит из отверстия в корпусе и открывает проход топливу в трубопровод высокого давления. Когда происходит отсечка подачи и начинается перепуск топлива из рабочей полости насоса, клапан под действием сжатой пружины и давления топлива опускается на седло и отделяет рабочую полость от трубопровода высокого давления. Цилиндрический пояска клапана, действуя как поршень, увеличивает объем полости трубопровода и резко снижает давление в ней. Благодаря этому игла форсунки быстро закрывает отверстие распылителя. Происходит четкая отсечка подачи топлива и устраняется подтекание топлива из форсунки. Таким путем ликвидируется возможность возникновения колебаний в системе.

Наряду с многоплунжерными получают распространение *одноплунжерные насосы* с вращающимся распределителем, который поочередно, согласно порядку работы цилиндров дизеля, соединяет рабочую полость насоса с каждой форсункой. Так как подачу топлива форсунки производит одна плунжерная пара, то равномерность подачи по цилиндрам дизеля получается более высокой. При этом в системе не должно возникать колебательных процессов, а степень разгрузки всех трубопроводов по окончании процесса подачи должна быть одинаковой. Основное преимущество одноплунжерного насоса заключается в меньшем количестве прецизионных пар и других деталей. Он имеет сравнительно меньшие габариты и вес. При установке насоса нет необходимости в периодической проверке и регулировке начала подачи топлива каждой секцией.

Недостатком одноплунжерных насосов является увеличенное число ходов плунжера, соответствующее числу цилиндров двигателя, что, естественно, вызывает более ускоренный износ деталей. Для повышения износоустойчивости насоса применяется специальная термическая обработка поверхностей деталей.

Установление *основных параметров* топливного насоса производится исходя из расчета цикловой подачи топлива в цилиндры на режиме номинальной мощности:

$$g_{\text{цикл}} = \frac{N_e g_e \tau 10^{-3}}{2\pi i 60} = 8,33 \frac{N_e g_e \tau}{i n} \text{ мг};$$

$$V_{\text{под}} = \frac{g_{\text{цикл}}}{\gamma_t} = 8,33 \frac{N_e g_e \tau}{i n \gamma_t} \text{ мм}^3,$$

где $g_{\text{цикл}}$ — цикловая подача в весовых единицах; $V_{\text{под}}$ — цикловая подача в объемных единицах; γ_t — удельный вес топлива, г/см^3 .

На режиме максимального крутящего момента цикловая подача на 10—15% выше, чем на номинальной мощности. Минимальная цикловая подача на холостом ходу составляет 20—25% от цикловой подачи на номинальной мощности.

С учетом возможности работы двигателя с перегрузкой расчетная подача увеличивается на 30%. Для обеспечения поступления в цилиндр данного количества топлива насос рассчитывается на большую подачу: для компенсации утечки топлива из надплунжерного пространства в конце нагнетания (20%); плюс добавочный объем за счет сжимаемости топлива. Таким образом, объем топлива, на подачу которого рассчитывается насос, определится из выражения:

$$V_{\text{нас}} = (V_{\text{под}} + V_{\text{пер}} + V_{\text{сж}}) \frac{1}{\eta_n} \text{ мм}^3,$$

где η_n — коэффициент подачи топлива:

$$\eta_n = 0,75 - 0,85.$$

Приблизненно

$$V_{\text{нас}} = (2,5 \div 3,0) V_{\text{под}} \frac{1}{\eta_n} \text{ мм}^3$$

или

$$V_{\text{нас}} = \frac{\pi d_{\text{пл}}^2 S_{\text{гл}}}{4} = (20 - 25) \frac{N_e g_e \tau}{i n \gamma_t \eta_n} \text{ мм}^3,$$

откуда

$$d_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{(80 \div 100) N_e g_e \tau}{\pi S_{\text{пл}} i n \gamma_t \eta_n}} \text{ мм}.$$

Отношение хода плунжера к его диаметру находится в пределах

$$\frac{S_{\text{пл}}}{d_{\text{пл}}} = 1 \div 1,7.$$

Форсунки, которые устанавливаются на каждом цилиндре дизеля, бывают двух типов: открытые и закрытые. У *открытых* форсунок распыливающее (сопловое) отверстие постоянно соединено с трубопроводом высокого давления. Давление впрыска и качество распыливания у них не регулируется и в большой степени зависит от скоростного режима двигателя. С изменением числа оборотов коленчатого вала и количества впрыскиваемого топлива давление впрыска и качество распыливания изменяются.

Основной характеристикой форсунки является *зависимость перепада давлений* до и после распыливающего отверстия. У открытой форсунки перепад давлений изменяется пропорционально квад-

рату секундного расхода топлива. Секундная подача топлива насосом изменяется пропорционально изменению числа оборотов коленчатого вала дизеля. Таким образом, пропорционально квадрату числа оборотов вала двигателя изменяется перепад давлений. При изменении скоростного режима двигателя от 600 до 1600—3000 об/мин будет происходить 10—25-кратное изменение перепада давлений до и после распыливающего отверстия. Для обеспечения удовлетворительного распыливания топлива на режиме холостого хода давление подачи должно составлять 80—100 кг/см², тогда как на режиме полной мощности это давление превысит 1000 кг/см². Такие высокие давления из-за сжимаемости топлива и деформации трубопроводов вызывают нежелательные колебательные процессы в системе, искажающие характеристику подачи.

Подтекание топлива в цилиндр через открытую форсунку приводит к интенсивному нагарообразованию и снижению мощности двигателя. В целях устранения отмеченных недостатков открытая форсунка соединяется с одноплунжерным насосом высокого давления (без нагнетательного трубопровода), т. е. получается один узел — насос-форсунка. Подтекание топлива уменьшается за счет установки в насос-форсунку обратного клапана со слабой пружиной. Несмотря на значительные усовершенствования, открытые форсунки большого распространения не получили.

На дизелях с неразделенными камерами наиболее широко применяются *закрытые сопловые форсунки* с несколькими распыливающими отверстиями, а на дизелях с разделенными камерами сгорания — *закрытые штифтовые* и *бесштифтовые форсунки*.

Закрытые форсунки с иглой, нагруженной пружиной, в значительной степени лишены тех недостатков, которые присущи открытым форсункам. В сопловой форсунке (рис. 10.4) все детали помещаются в стальном корпусе. К нижнему полированному торцу корпуса при помощи гайки плотно прижат верхним полированным торцом распылитель, изготовленный из стали и подвергнутый специальной

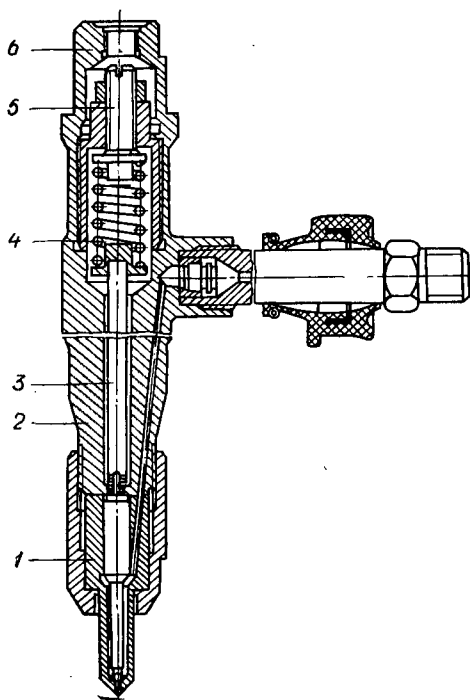


Рис. 10.4. Форсунка двигателя ЯМЗ-236-Н-6:
1 — распылитель; 2 — корпус; 3 — штанга; 4 — пружина; 5 — регулировочный винт; 6 — колпак форсунок.

термической обработке. В центральном отверстии распылителя установлена игла, также изготовленная из термообработанной стали. Направляющая часть иглы точно пригнана к отверстию распылителя и вынесена из нагретой зоны в целях повышения надежности работы форсунки. Запорный конус иглы опирается на коническое седло распылителя. На суженном конце распылителя, находящемся в камере сгорания дизеля, имеются четыре распыливающих отверстия диаметром 0,34 мм. Оси отверстий образуют конус с углом при вершине 150° , так что факелы распыленного топлива равномерно распределяются по объему камеры сгорания. На верхнем торце распылителя имеется кольцевая проточка для топлива, соединенная с полостью в нижней части иглы наклонными сверлениями. Зазор между верхним заплечиком иглы и торцом корпуса форсунки, определяющий максимальный подъем иглы, равен 0,28—0,32 мм. На иглу через штангу действует пружина, предварительная затяжка которой регулируется винтом. Топливо от насоса под давлением поступает в кольцевую выточку распылителя. Воздействуя на коническую поверхность запорной иглы, топливо преодолевает усилие пружины, поднимает иглу и через сопловые отверстия впрыскивается в камеру сгорания. Давление впрыска зависит от давления, создаваемого насосом, от предварительной затяжки пружины и величины кольцевой площади иглы. Оно не изменяется с изменением числа оборотов двигателя.

У штифтовой форсунки направляющая часть иглы снабжена штифтом, входящим в выходное отверстие распылителя с небольшим зазором, через который происходит распыливание топлива. Форма конца штифта определяет угол расширения факела распыливаемого топлива. Игла распылителя прижата к коническому седлу через штангу пружинной, предварительная затяжка которой регулируется винтом.

При выборе основных размеров форсунки учитывается следующее.

При заданной средней скорости ω_ϕ течения топлива через распыливающие отверстия форсунки, обеспечивающей необходимое качество распыливания, средняя площадь этих отверстий может быть определена из выражения

$$f_\phi = \frac{V_{\text{под}}}{\mu \omega_\phi t} \cdot 10^{-3} = \frac{V_{\text{под}} \cdot 10^{-3}}{\mu \omega_\phi t \gamma_T} \text{ мм}^2,$$

где μ — коэффициент расхода.

Скорость истечения топлива из распылителя форсунки определяется из выражения

$$\omega_\phi = \sqrt{0,2g(p_T - p_\Pi) \frac{1}{\gamma_T}} \text{ м/сек},$$

где p_T — давление топлива в распыливающих отверстиях форсунки, кг/см^2 ; p_Π — среднее давление газов в цилиндре в период распыливания топлива. Оно может быть принято как средняя величина давлений в конце сжатия и в конце сгорания:

$$p_\Pi = \frac{p_c + p_z}{2} \text{ кг/см}^2.$$

Зависимость площади распыливающих отверстий от среднего давления распыливания принимает вид

$$f_{\phi} = \frac{g_{\text{цикл}} \cdot 10^{-2}}{\mu \gamma_{\text{т}} t \sqrt{2 \cdot 10g (p_{\text{т}} - p_{\text{ц}}) \frac{1}{\gamma_{\text{т}}}}} \text{ мм}^2$$

или

$$f_{\phi} = \frac{V_{\text{под}} \cdot 10^{-2}}{\mu t \sqrt{2 \cdot 10g (p_{\text{т}} - p_{\text{ц}}) \frac{1}{\gamma_{\text{т}}}}} = \frac{\pi d_{\phi}^2}{4} \text{ мм}^2.$$

Диаметр распыливающих отверстий

$$d_{\phi} = \sqrt{\frac{f_{\phi}}{0,785}} = 1,128 \sqrt{\frac{f_{\phi}}{m}} \text{ мм},$$

где m — число распыливающих отверстий; t — продолжительность подачи топлива, заданная в градусах α угла поворота коленчатого вала: $t = \frac{\alpha}{6\pi}$ сек.

Площадь проходного сечения под запорным конусом иглы при полном ее подъеме во избежание дросселирования потока должна в 1,5—2 раза превышать площадь распыливающих отверстий.

Давление топлива, при котором происходит посадка иглы, оказывается меньше давления, при котором она поднимается. Для обеспечения резкой посадки иглы в седло в конце подачи топлива необходимо, чтобы отношение площади давления при подъеме к площади давления удерживания иглы в поднятом состоянии было не меньше 0,75. Жесткость пружины должна находиться в пределах 15—30 кг/мм².

Если топливные насосы управляют моментом начала и конца подачи топлива и процессом впрыска, то распыливание топлива осуществляется форсунками.

10.4. Регуляторы оборотов

Двигатели внутреннего сгорания работают с различными числами оборотов вала. *Минимальное число оборотов* определяется устойчивой работой двигателя, которая возможна при условии равенства индикаторной работы и работы трения в его сопряженных узлах.

У карбюраторных двигателей холостой ход на малых оборотах достигается при прикрытой дроссельной заслонке. Такому режиму соответствует резкое снижение коэффициента наполнения и уменьшение количества топлива, подаваемого за цикл. Колебания чисел оборотов холостого хода сравнительно невелики, и режим работы карбюраторного двигателя характеризуется устойчивостью. Регулирования минимальных оборотов не требуется.

У дизельных двигателей холостой ход достигается при малой подаче топлива, возрастающей с увеличением оборотов при неиз-

менном коэффициенте наполнения. Среднее индикаторное давление зависит от подачи топлива, а следовательно, зависит также и от числа оборотов. Давление трения возрастает с увеличением числа оборотов. В связи с изменением теплового состояния двигателя несколько увеличивается давление трения. Небольшие колебания рабочего процесса изменяют и среднее индикаторное давление. При этом колебания числа оборотов становятся значительными, а режим работы двигателя — неустойчивым. Минимальное число оборотов дизеля необходимо регулировать. Устойчивая работа возможна лишь при изменении подачи топлива.

Максимальное число оборотов ограничивается регулятором как у карбюраторного, так и у дизельного двигателей. Это дает возможность повысить срок службы двигателя, так как на больших оборотах возрастают силовые и тепловые нагрузки и увеличиваются механические потери. Ограничение максимальных оборотов позволяет сохранять условия для качественного протекания рабочего процесса, хороших наполнения, смесеобразования и сгорания.

Максимальное число оборотов, ограничиваемое регулятором, устанавливается в пределах оборотов от n_a до n_b (максимальной мощности и максимальной экономичности) и называется нормальным.

Однорежимные регуляторы ограничивают максимальное число оборотов карбюраторных двигателей, а иногда и дизельных. Механизм регулятора размещается на шестерне, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней распределительного вала, или же непосредственно на шестерне распределительного вала. С увеличением числа оборотов грузы регулятора под действием сил инерции расходятся, преодолевая сопротивление пружины. Когда обороты двигателя достигают установленного предела, муфта под действием центробежной силы перемещается влево, воздействуя через систему рычагов на дроссельную заслонку (рейку насоса). Количество смеси (топлива), поступающей в двигатель, уменьшается, и обороты ограничиваются. С уменьшением оборотов муфта под действием пружины перемещается вправо, и дроссельная заслонка приоткрывается.

Всережимные регуляторы (рис. 10.5) обеспечивают устойчивую работу двигателя на всех режимах. Пружина регулятора упирается в подвижную тарелку, что дает возможность изменять ее натяжение, а следовательно, и устанавливать необходимый режим. Водитель может задать двигателю любой режим оборотов от n_{\min} до n_{\max} и этот режим поддерживается регулятором автоматически. Всережимный регулятор позволяет изменять положение регуляторной характеристики на внешней характеристике двигателя. При изменении условий движения регулятор изменит подачу топлива в двигатель, но обороты его изменятся мало. Это позволяет при работе с недогрузкой двигателя сохранять почти постоянным заданное число оборотов или скорость машины. При таком регуляторе облегчается управление машиной, улучшается экономичность двигателя, повышаются его работоспособность и срок службы.

Всережимный центробежный регулятор приводится во вращение от вала топливного насоса с помощью шестерен, которые передают вращение на валик державки грузов. Действие регулятора основано на изменении центробежных сил, возникающих при изменении скорости вращения его грузов. При снижении нагрузки число

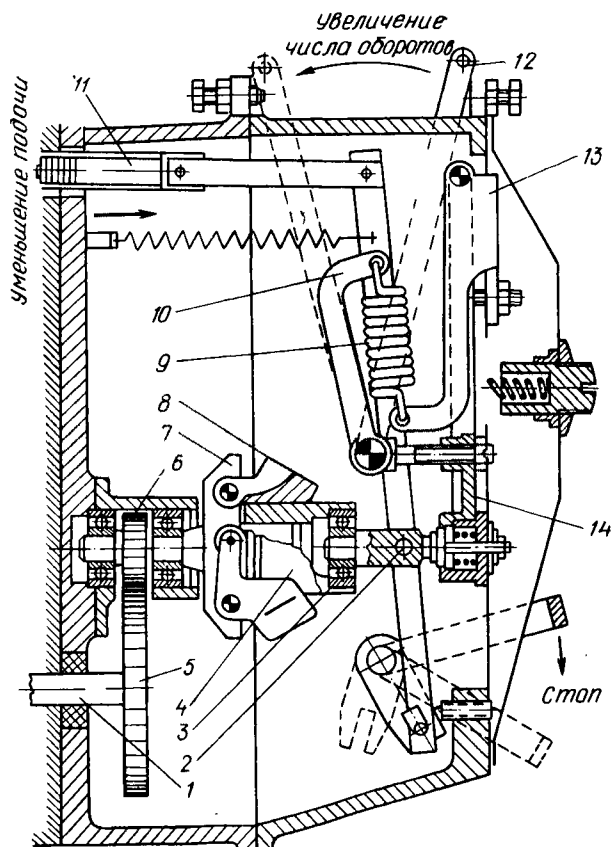


Рис. 10.5. Всережимный центробежный регулятор ЯМЗ-236:

1 — вал топливного насоса; 2 — ось пята; 3 — упорный подшипник; 4 — муфта; 5 и 6 — шестерни привода валика державки 7 грузов 8; 9 — пружина, перемещающая рейку в сторону увеличения подачи топлива; 10, 13 и 14 — системы рычагов; 11 — рейка топливного насоса; 12 — рычаг, связанный с педалью акселератора, увеличивает натяжение пружины.

оборотов коленчатого вала возрастает, грузы регулятора под действием центробежной силы расходятся и перемещают рейку топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива до тех пор, пока не наступит равновесие между усилиями грузов и пружины. При увеличении нагрузки число оборотов снижается, грузы регулятора сходятся и рейка усилием пружины перемещается в сторону уве-

личения подачи топлива. Необходимый скоростной режим работы двигателя устанавливается водителем. При нажатии на педаль акселератора натяжение пружины регулятора увеличивается и рейка перемещается в сторону увеличения подачи топлива, пока центробежная сила грузов не уравновесит силу натяжения пружины.

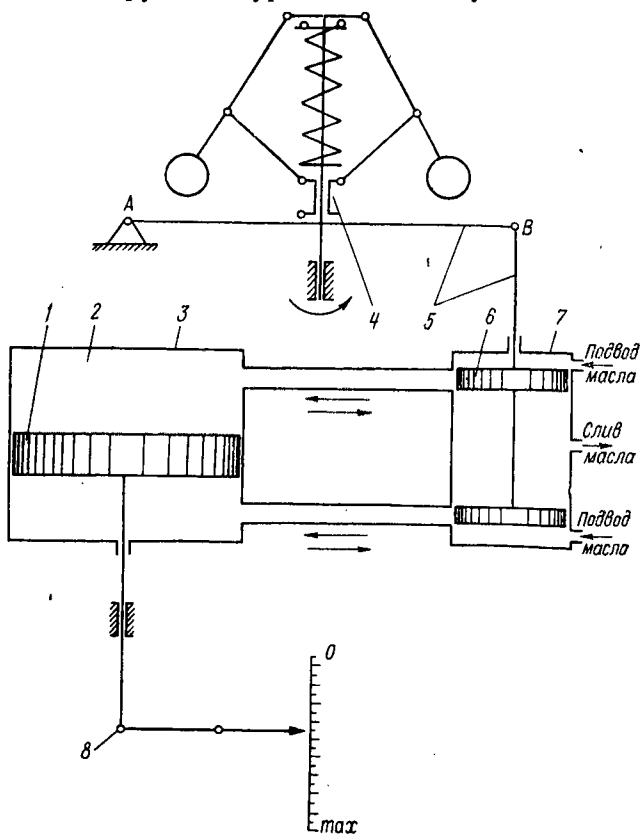


Рис. 10.6. Схема всережимного регулятора непрямого действия с сервомотором:

1 — силовой поршень; 2 — сервомотор; 3 — цилиндр; 4 — муфта; 5 — двухплечный рычаг; 6 — золотник; 7 — камера; 8 — рейка топливного насоса.

Таким образом поддерживается любой заданный скоростной режим работы двигателя.

Основной недостаток такого регулятора состоит в том, что для мощных дизелей (1000 л. с. и более) нужна большая перестановочная сила для перемещения реек топливных насосов. Вес деталей, которые нужно перемещать в процессе регулирования, достигает нескольких килограммов, и, кроме того, в местах сочленения рычагов, соединяющих регулятор с топливными насосами, возникает сопротивление трения деталей. Для перемещения реек необходимо

увеличивать размеры грузов регулятора. Это делает регулятор громоздким, уменьшает его чувствительность, ухудшает процесс регулирования.

На тепловозных дизелях устанавливаются *всережимные регуляторы оборотов непрямого действия* и предельные регуляторы, которые выключают дизель при превышении максимальных оборотов на 10—15%. Регуляторы непрямого действия обычно выполняются с гидромеханическим приводом, управляемым грузами. Центробежные силы грузов уравниваются всережимной пружиной регулятора. Рассмотрим *регулятор непрямого действия с сервомотором* (рис. 10.6). Сервомотор — это вспомогательное устройство, усилитель. Он представляет собой цилиндр с силовым поршнем, шток которого соединен с рейкой топливного насоса. Сервомотор работает за счет давления масла, которое нагнетается специальным шестеренчатым насосом под давлением 5—7 кг/см². Управление силовым поршнем осуществляется посредством легкого золотника, на перемещение которого затрачивается небольшая сила (меньше силы, создаваемой центробежными грузами). Камера золотника, куда подводится масло под давлением, соединена окнами с цилиндром силового поршня. На рисунке показано положение, при котором масло в цилиндр из золотниковой камеры не поступает, так как количество топлива, поступившего в цилиндр дизеля, соответствует его нагрузке. При нарушении такого равенства муфта переместится, а следовательно, передвинется и золотник. Если число оборотов дизеля больше заданного, грузы расходятся, поршень сервомотора поднимается и уменьшает подачу топлива. При снижении числа оборотов дизеля грузы сходятся, поршень сервомотора опускается вниз и увеличивает подачу топлива.

Однако такие регуляторы не дают устойчивого регулирования из-за колебательного перемещения поршня сервомотора и золотника. Для торможения колебаний золотника и поршня сервомотора при установившемся соответствии подачи топлива нагрузке дизеля требуется точку рычага *АОВ* вернуть во вполне определенное положение, а именно такое, чтобы золотник занял среднее положение и перекрыл окна камеры. Это достигается применением *упругой обратной связи* (рис. 10.7). Между точкой *А* и сервомотором располагается цилиндр с поршеньком, в котором имеются калиброванные отверстия. Через эти отверстия сообщаются разделенные полости цилиндра, наполненные маслом. На рычаг *АОВ* воздействует компенсирующая пружина. Система из поршенька с отверстиями и компенсирующей пружины называется изодромом.

Работа всережимного центробежного регулятора с упругой обратной связью, или изодромного регулятора (рис. 10.7), заключается в следующем. При изменении нагрузки на дизель изменится число оборотов вала дизеля и связанного с ним вала регулятора и грузиков. Грузики, изменяя свое положение, переместят золотник, и масло начнет поступать в одну из полостей сервомотора. В первый момент перемещения силового поршня сервомотора вместе с ним будут перемещаться цилиндр и поршень изодрома. Это об-

ясняется тем, что перетекание масла из одной полости в другую происходит медленно благодаря значительным сопротивлениям калиброванных отверстий поршенька. Поэтому золотник после впуска масла в одну из полостей сервомотора возвращается в среднее положение, останавливая движение поршня сервомотора. Движение поршня прекратится в тот момент, когда насосы увеличат подачу

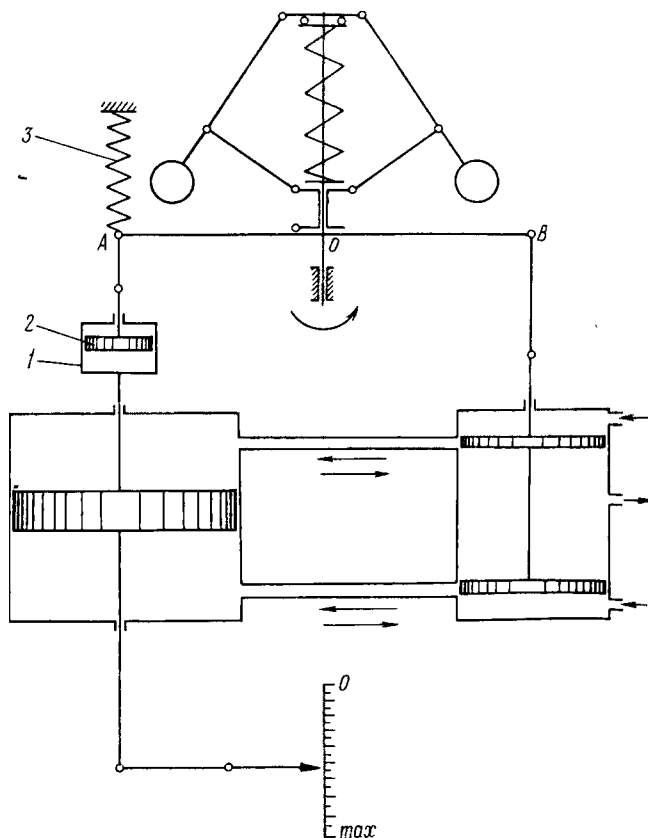


Рис. 10.7. Схема всережимного центробежного регулятора с упругой обратной связью (изодромный регулятор):
1 — цилиндр изодрома; 2 — поршень с отверстиями; 3 — пружина компенсатора.

топлива на величину, нужную для поддержания постоянного числа оборотов дизеля.

Перед тем как золотник возвратится в среднее положение, масло в цилиндре изодрома под влиянием пружины, действующей на поршень, начнет перетекать из одной полости в другую, а сам поршень — перемещаться. Перемещение поршенька вызывает перемещение муфты регулятора, которая при этом возвращается в свое первоначальное положение. Таким образом, функция упругой об-

ратной связи состоит в сохранении постоянной скорости вращения вала дизеля при разных нагрузках. Изодромный регулятор числа оборотов вала в настоящее время применяется почти во всех тепловозных дизелях.

10.5. Неисправности системы питания

Состояние и долговечность топливной аппаратуры зависят от чистоты применяемого топлива. Перед заправкой в бак топливо должно в течение двух-трех суток отстаиваться, чтобы выпали в осадок механические примеси. Рекомендуется ежедневно сливать из топливного бака около 0,5—1,0 л отстоя, а также 0,1—0,2 л из отстойников топливных фильтров. Топливные фильтры следует периодически промывать, а фильтрующие элементы заменять.

Попадание воздуха в систему питания приводит к перебоям в работе двигателя и даже к его остановке, а также затрудняет пуск двигателя. Воздух удаляется через специальные воздушные вентили путем прокачки системы питания ручным насосом.

В процессе эксплуатации топливная аппаратура изнашивается и возникают неисправности системы питания. Об износах плунжерных пар насоса судят по давлению, которое развивают отдельные секции. Проверяют их с помощью максиметра, который позволяет устанавливать давление впрыска с точностью до 5 кг/см^2 . Секции насоса, которые при вращении коленчатого вала с пусковым числом оборотов не развивают давления свыше 150 кг/см^2 , подлежат замене.

Плохое распыливание топлива форсункой сопровождается дымным выхлопом и вызывает снижение мощности. Это происходит при понижении давления впрыска, неплотной посадке иглы или при ее заедании. Несвоевременная подача топлива вызывает дымление, перегрев двигателя и жесткость работы. Угол опережения подачи топлива определяется с помощью моментоскопа.

Неравномерная подача топлива отдельными секциями насоса приводит к перегрузке цилиндров и сопровождается периодическим появлением дымного выхлопа. Неисправности регулятора: заедание в подвижных сопряжениях взаимно перемещающихся деталей, остаточная деформация и поломка пружины — приводят к чрезмерному повышению числа оборотов коленчатого вала или к полной остановке двигателя.

Определение начала и равномерности подачи топлива отдельными секциями насоса, факела распыла топлива и величины давления при открытии запорной иглы форсунки производится в мастерских на специальных стендах.

ГЛАВА 11. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЯГОВЫХ МАШИН

11.1. Общие сведения

Автотракторное электрооборудование представляет собой сложную систему приборов и устройств, предназначенных для зажигания рабочей смеси, пуска двигателя, освещения, сигнализации и осуществления контроля за работой различных систем и механизмов. Принципиальная схема электрооборудования автомобиля представлена на рис. 11.1. Все приборы электрооборудования соединены параллельно по однопроводной системе, при которой вместо второго провода используются металлические детали (масса) автомобиля или трактора. Наибольшее распространение получило 12-вольтовое электрооборудование. На тепловозах используется электрооборудование напряжением 24, 60 и 64 в.

В зависимости от назначения приборы электрооборудования делятся на источники и потребители тока. Источниками тока служат аккумуляторные батареи и генераторы постоянного или пере-

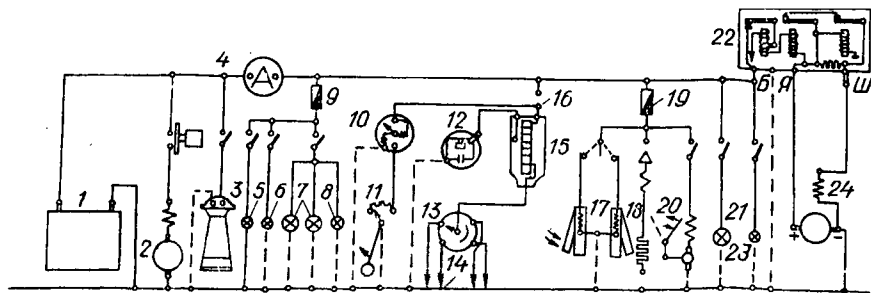


Рис. 11.1. Принципиальная схема электрооборудования автомобиля:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — стартер; 3 — электрический звуковой сигнал; 4 — амперметр; 5 — лампа щитка приборов; 6 — лампа стопсигнала; 7 — фары; 8 — задний фонарь; 9 и 19 — предохранитель; 10 — указатель уровня топлива; 11 — датчик уровня топлива; 12 — прерыватель; 13 — распределитель; 14 — свечи зажигания; 15 — катушка зажигания; 16 — замок зажигания; 17 — указатели поворота; 18 — закуриватель; 20 — стеклоочиститель; 21 и 23 — лампы внутреннего освещения и подкапотная лампа; 22 — реле-регулятор; 24 — генератор.

менного тока. При неработающем двигателе, пуске его и работе на малых оборотах питание потребителей осуществляется от аккумуляторной батареи, генератор в это время отключен. С повышением числа оборотов двигателя, когда напряжение на зажимах генератора становится большим напряжения батареи, генератор включа-

ется в электрическую цепь и питает все потребители, в том числе дает ток и на зарядку батарей.

К основному электрооборудованию тепловозов и других тяговых машин с электрической передачей относятся главные генераторы и тяговые электродвигатели, которые рассматриваются в разделе электрической передачи. Кроме того, имеются вспомогательные генераторы и электродвигатели, служащие для привода вспомогательных агрегатов тяговых машин. Для питания пусковой обмотки главного генератора или специальных электродвигателей (стартеров при пуске дизеля), а также цепей управления, освещения и других при неработающем вспомогательном генераторе и для питания его обмотки возбуждения до перехода на самовозбуждение устанавливается аккумуляторная батарея. На тепловозах с гидропередачей электрические машины и аппараты такие же, как и у тепловозов с электрической передачей, с той разницей, что здесь отсутствуют электрические тяговые машины, а также приборы и аппараты, связанные с ними.

11.2. Аккумуляторные батареи

К источникам электрической энергии низковольтного электрооборудования относятся аккумуляторные батареи. Батарея (рис. 11.2) собирается из нескольких последовательно соединенных аккумуляторов (элементов). На тяговых машинах применяются свинцовые (кислотные) и железоникелевые (щелочные) аккумуляторы, отличающиеся материалом пластин и составом электролита. Наибольшее распространение получили свинцовые аккумуляторные батареи, которые способны выдерживать большой разрядный ток в момент включения стартера при пуске теплового двигателя. Щелочные аккумуляторы имеют значительные внутренние сопротивления, что ограничивает получение большого разрядного тока в пусковой период. При выборе аккумуляторной батареи определяющим моментом является не расход энергии при пуске двигателя, который составляет не более $1-3 \text{ а} \cdot \text{ч}$, а величина тока, достигающая 500 а (у тепловозов $1800-2000 \text{ а}$). Для того чтобы такой ток не вызвал коробления пластин или выпадения активной массы, размеры батареи должны быть достаточно большими (по емкости). Потребность в запасе емкости батареи диктуется тем, что при низких температурах наружного воздуха и больших токах разряда емкость падает, а сопротивление возрастает, в результате чего напряжение батареи снижается. Число элементов аккумуляторной батареи устанавливается в соответствии с принятым на тяговой машине напряжением, из расчета, что один элемент дает напряжение 2 в .

Аккумулятор состоит из двух входящих один в другой блоков свинцовых пластин, опущенных в сосуд с электролитом. Один блок включает в себя пять положительных, а другой — шесть отрицательных пластин (может быть и другое сочетание, но всегда положительных на одну меньше). Для предотвращения короткого за-

мыкания между пластинами проложены сепараторы из мипласта или другого материала. Пластины соединены между собой параллельно. Отрицательные пластины изготавливаются из свинца с примесью сурьмы, придающей пластинам прочность. Положительные пластины выполняются из чистого свинца. Для получения большей

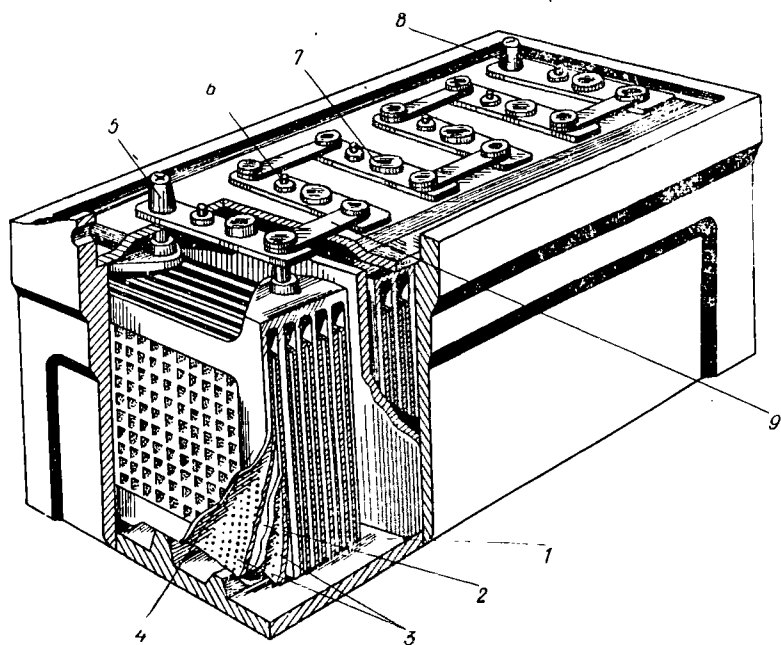


Рис. 11.2. Кислотная аккумуляторная батарея:

1 — аккумулятор (кислотоупорный бачок); 2 — группа положительных пластин; 3 — межпластинчатые прокладки (сепараторы); 4 — группа отрицательных пластин; 5, 8 — выводные штыри батарей; 6, 7 — втулки и пробки с вентиляционными отверстиями; 9 — межэлементное соединение.

емкости аккумулятора при малом его объеме применяются решетчатые пластины, на которые наносится активная масса из свинцовых окислов. В качестве электролита применяется раствор химически чистой серной кислоты в дистиллированной воде. Для новых аккумуляторов такой раствор берется в пропорции 1 : 6 при удельном весе $\gamma = 1,11$. Составы электролитов разного удельного веса приведены в табл. 11.1.

В зависимости от географического пояса и времени года удельный вес электролита находится в пределах 1,27—1,31 при полной зарядке, и в пределах 1,19—1,05 для батарей, требующих зарядки (верхний предел — для зимнего периода, нижний — для летнего).

Действие свинцовых аккумуляторов основано на поляризации электродов. Если к пластинам из сернокислого свинца $PbSO_4$ подвести постоянный ток, то они вступают в химическую реакцию с

Табл. 11.1. Состав электролита

Удельный вес электролита при 15 °С	Состав раствора. %	
	вода	серная кислота
1,15	87,0	13,0
1,20	82,3	17,7
1,25	77,4	22,6
1,30	72,4	27,6

электролитом. На положительных пластинах образуется перекись свинца PbO_2 , на отрицательных — восстанавливается губчатый свинец Pb . Процесс зарядки протекает с образованием серной кислоты и повышением плотности электролита. Удельный вес электролита в порах пластин больше удельного веса электролита вне пластин.

При включении заряженного аккумулятора в цепь между электродами и электролитом происходят химические реакции, и он дает ток. Серная кислота, действуя на пластины, образует на них сернокислый свинец, а в растворе — воду. Ток прекратится тогда, когда состав пластин станет почти одинаковым. Плотность электролита в силу замещения кислоты водой снижается, причем вследствие замедленной диффузии удельный вес электролита в порах пластин меньше удельного веса электролита вне пластин.

ЭДС кислотных аккумуляторов зависит от удельного веса электролита (рис. 11.3) и составляет: $E = 0,84 + \gamma = 1,99 \div 2,15$.

При разомкнутой внешней цепи ЭДС и напряжение аккумулятора равны. Так как аккумулятор обладает внутренним сопротивлением, то напряжение, подведенное к нему при зарядке, должно быть равно:

$$U_z = E + IR_{\text{вн}} = 0,84 + \gamma + \Delta E + IR_{\text{вн}},$$

где I — ток заряда, $R_{\text{вн}}$ — внутреннее сопротивление аккумулятора; ΔE — изменение ЭДС, вызванное изменением удельного веса электролита в порах массы пластин.

В процессе заряда напряжение аккумулятора изменяется от 1,7—1,8 в в начале заряда до 2,6—2,7 в конце (рис. 11.3, б). При этом около пластин интенсивно выделяются газы (аккумулятор «кипит»). После отключения аккумулятора от источника тока напряжение его быстро снижается до 2,1—2,2 в. Во время разряда напряжение аккумулятора быстро падает до 2 в, а затем медленно снижается до 1,8 в (рабочий режим аккумулятора). При дальнейшем разряде будет происходить резкое падение напряжения. Эксплуатация кислотных стартерных аккумуляторов, разряженных более чем на 50%, не допускается. Разрядное напряжение на зажимах аккумулятора меньше его ЭДС.

$$U_p = E - IR_{\text{вн}} = 0,84 + \gamma - \Delta E - IR_{\text{вн}}.$$

При подключении разряженной 60—64-вольтовой батареи к

вспомогательному генератору получается большой начальный ток, опасный как для генератора, так и для батареи. Чтобы этого не произошло, в цепь батареи включается зарядное сопротивление (СЗБ), которое можно определить по формуле

$$R_{з.б} = \frac{U_{в.г} - U_6}{I_{б_{\max}}},$$

где U_6 — напряжение аккумуляторной батареи в разряженном состоянии (берется из характеристики батареи); $U_{в.г}$ — напряжение вспомогательного генератора (75 в); $I_{б_{\max}}$ — меньшая величина тока, допускаемого для генератора и батареи.

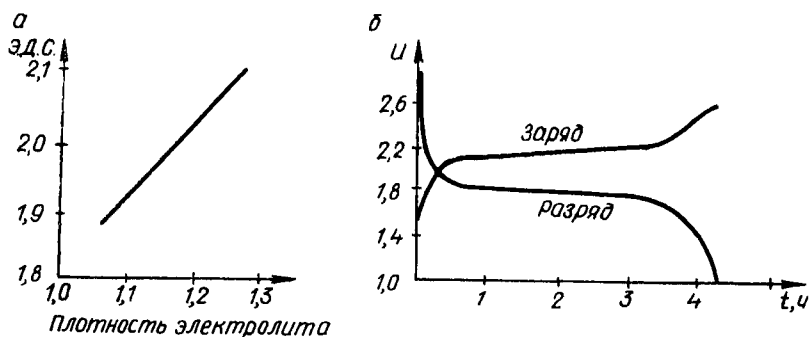


Рис. 11.3. Графики зависимости:

а — ЭДС аккумулятора от плотности электролита; б — напряжение аккумулятора от времени (t) заряда или разряда.

При заряде напряжение батареи увеличивается, а зарядный ток и падение напряжения на сопротивлении уменьшаются. Следовательно, по мере заряда напряжение на зажимах батареи увеличивается, что сказывается на улучшении дальнейшего процесса заряда.

Для защиты аккумуляторной батареи и генератора от коротких замыканий в цепи включаются плавкие предохранители или автоматические выключатели.

Емкость аккумуляторной батареи представляет собой количество электричества, которое можно получить от полностью заряженной батареи при разряде до минимально допустимого напряжения:

$$Q = I_p t_p \text{ а-р,}$$

где I_p — разрядный ток; t_p — время разряда.

Количество электричества, которое отдает в цепь аккумулятор при разряде, всегда меньше получаемого им при заряде. Отношение разрядной емкости батареи к зарядной называется коэффициентом отдачи или коэффициентом полезного действия:

$$\eta = \frac{Q_p}{Q_s} = 0,9 \div 0,95.$$

Неполная обратимость получается из-за газовыделения. Номинальная емкость $Q_{\text{ном}}$ стартерных батарей гарантируется при непрерывном десятичасовом разряде батареи током в $0,1 Q_{\text{ном}}$ до напряжения 1,7 в, средней температуре электролита 30° и его начальной плотности 1,285.

С увеличением разрядного тока емкость батареи падает, так как поры на поверхности пластин закупориваются серноокислым свинцом. С понижением температуры сопротивление электролита возрастает, процесс диффузии замедляется, напряжение уменьшается и емкость батареи падает. С понижением температуры от $+30^\circ$ (гарантийная емкость) на один градус емкость батареи уменьшается на 1—2%. Нужно утеплять батарею при низких температурах окружающего воздуха (-30°C) и сокращать пользование стартером. Однако при увеличении температуры электролита от $+30$ до $+45^\circ\text{C}$ срок службы батарей сокращается из-за коробления пластин, оползания активной массы и разрушения решеток положительных пластин.

При длительном хранении аккумуляторные батареи саморазряжаются, что объясняется наличием в свинце некоторых примесей, образующих внутренние круговые токи разрядки. Поэтому батареи следует хранить в разряженном, промытом и высушенном состоянии. При кратковременном хранении необходимо не реже одного раза в месяц производить подзарядку батареи. В противном случае, а также при загрязнении электролита, его повышенной плотности и низком уровне электролита происходит сульфатация пластин, т. е. на них откладывается плотный слой крупных белых кристаллов, преграждающих доступ электролиту внутрь активной массы. Емкость и напряжение падают, внутреннее сопротивление увеличивается, и аккумулятор быстро разряжается.

На смену кислотным батареям, имеющим небольшой срок службы, приходят щелочные железоникелевые батареи. Так, например, на тепловозах применяются тепловозные поверхностные железоникелевые батареи емкостью 450 а·ч при 5-часовом разряде ТПЖН-450. Эти батареи отличаются высокой механической прочностью и длительным сроком службы (более 5 лет), хорошо переносят длительное хранение, не боятся короткого замыкания, перезаряда и замерзания. Однако современная конструкция этих батарей еще громоздка: они имеют значительные вес и габариты, а также большую первоначальную стоимость по сравнению с кислотными. У них низкий коэффициент отдачи по емкости (70—75%) и малое напряжение элемента (1,2 в).

Щелочной аккумулятор состоит из положительных и отрицательных пластин, причем последних на одну больше. Каждые три аккумулятора собираются в батарейную секцию, а из секций составляется аккумуляторная батарея. Аккумуляторы и секции соединяются между собой последовательно металлическими перемычками. Электролитом служит раствор едкого калия в дистиллированной воде или подщелоченной питьевой воде плотностью 1,23 летом и 1,27 зимой, которая остается неизменной как для заряжен-

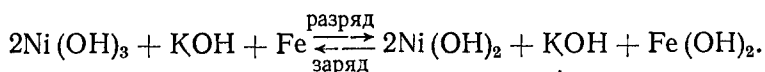
Табл. 11.2. Основные данные аккумуляторных батарей

Показатели	Типы батарей									
	ЗСТ-60-ЭМ	ЗСТ-70	ЗСТ-84	ЗСТ-195	6СТ-42-ЭМЗ	6СТ-54	6СТ-68-ЭМ	6СТ-81 (6СТ-78-ЭМСЗ)	6СТ-128	32ТН-450
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Стартерный режим										
Сила разрядного тока, а	180	210	250		125	160	205	243	300	900
Длительность разряда, мин:										
при начальной температуре										
+ 30° С	5,5	5,0	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	5,0	5,0
+ 18° С	3,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Количество пластин +/—, шт.	4/5	5/6	6/7		4/3	4/5	5/6	6/7	8/9	
Габаритные размеры батарей, мм:										
длина	176,5	243	272	425	238	280	356	419	585	
ширина	176	184	188	190	178	180	176	185	241	
высота	237	227,5	221	240	217	237	236	236	247	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Количество электролита в батареях, л	2,2	2,8	3,3		3,0	3,8	5,0	6,0	8,0	
Вес батареи с электроли- том, кг	14,8	18,2	20,6	40,0	19,3	24,1	30,8	35,6	54,0	1280
На какой машине уста- навливается	ТДТ-40м ТДТ-55	ГАЗ-51 ГАЗ-63	ЗИЛ-157 ЗИЛ-164	К-700 ДЭТ-250, ТУ № 4 ТУ № 5	ТУ-6 Москвич- 408 ЗАЗ-966	ТДТ-75 ГАЗ-21 ГАЗ-69	ГАЗ-53 ГАЗ-66	ЗИЛ-130 и его мо- дифика- ции	МАЗы, КрАЗы, К-700, ДЭТ-250, ТУ-4, ТУ-5	ТГМ-5, ТГМ-6

ного, так и разряженного аккумулятора. Электролит в реакциях на электродах не участвует, являясь лишь переносчиком электрических зарядов.

При зарядке щелочных батарей происходят следующие реакции:



Так как щелочные аккумуляторы не имеют признаков окончания заряда, они считаются заряженными лишь тогда, когда получат необходимую зарядную емкость. Полностью заряженный аккумулятор имеет ЭДС 1,45 в. При разрядке напряжение значительно меньше этой величины. В начале разрядки напряжение быстро падает до 1,3 в, затем медленно снижается до 1,1 в. При таком напряжении разряд следует прекратить. В процессе эксплуатации щелочных батарей необходимо внимательно следить за плотностью и уровнем электролита, который должен быть выше верхнего края пластин на 10—15 мм. При обнаружении на дне корпуса следов коррозии ржавчина удаляется, а дно и нижняя часть корпуса покрываются битумно-эбонитовым лаком. Смена электролита производится один раз в два года с целью удаления карбонатов, накапливающихся в электролите в результате поглощения углекислоты из воздуха. Совместное хранение щелочных и кислотных батарей недопустимо.

Основные данные аккумуляторных батарей приведены в табл. 11.2.

Примечание. Цифры и буквы на межэлементных перемычках батарей обозначают: *первая цифра* — количество последовательно соединенных элементов; *СТ* — стартерная; *следующее число* — номинальную емкость при 10-часовом разряде (для 6СТ-128 — при 20-часовом разряде); *материал бака*: *Э* — эбонит; *П* — пластмассовый; *материал сепараторов*: *М* — мипласт, *МС* — мипласт с стекловолокном; буква *З* — сухозаряженное исполнение батарей. В тепловозных батареях буквы *ТН* обозначают тепловозные намазные батареи. Щелочные железоникелевые имеют клеймо *ЖН* (ТПЖН-450).

11.3. Электрические генераторы

Генератор является основным источником электрической энергии. При работе двигателя на средних и больших оборотах генератор обеспечивает электроэнергией всех потребителей и зарядку аккумуляторной батареи.

Генераторы постоянного тока. До последнего времени на транспортных машинах применялись в основном генераторы постоянного тока (рис. 11.4). Корпус и сердечники полюсов генератора постоянного тока изготовлены из низкоуглеродистой стали, обладающей остаточным магнетизмом, необходимым для самовозбуждения генератора. На полюсные сердечники установлены катушки обмотки возбуждения, выполненные из медного провода. Катушки, соединенные между собой последовательно, включены параллельно внешней цепи генератора. Один конец обмотки возбуждения и од-

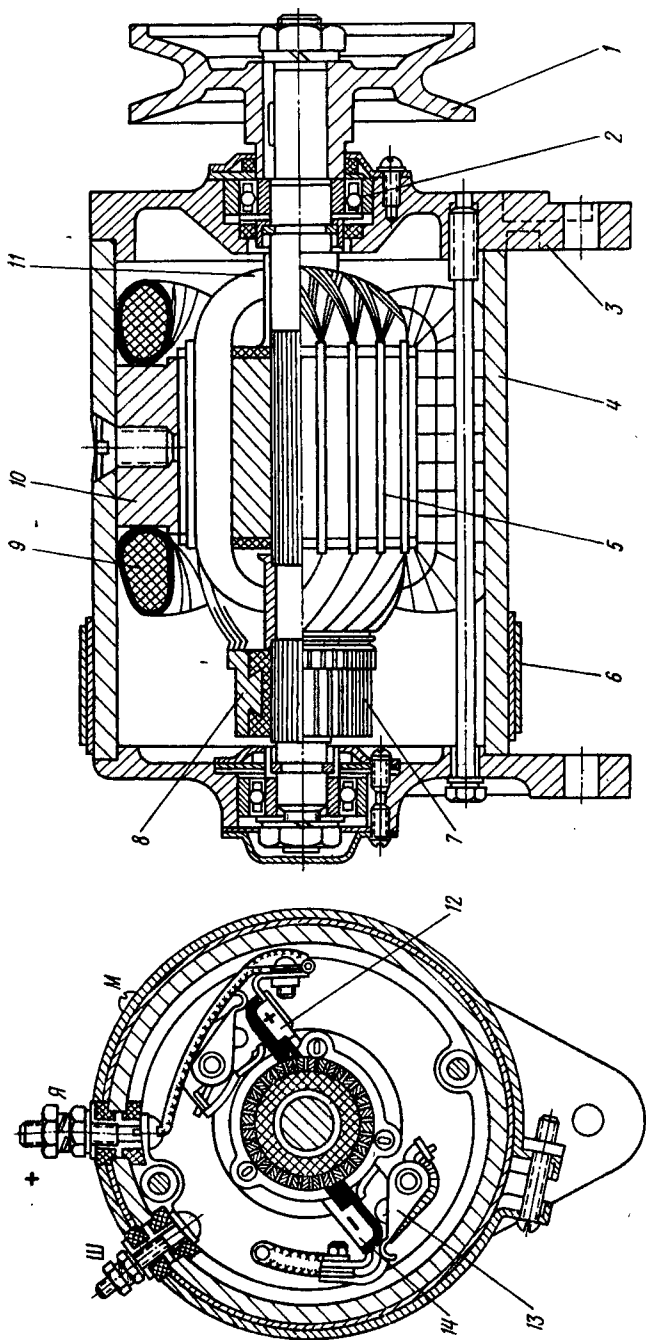


Рис. 11.4. Генератор постоянного тока:

1 — шкив; 2 — передняя крышка; 3 — шарикоподшипники; 4 — корпус генератора; 5 — якорь; 6 — защитная лента; 7 — коллектор; 8 — пластины коллектора; 9 — обмотка возбуждения; 10 — полюсные башмаки; 11 — вал якоря; 12 и 14 — угольно-графитовые щетки; 13 — пластинчатые пружины щеток.

на щетка соединены с массой генератора, второй конец и вторая щетка выведены к изолированным клеммам генератора.

Якорь генератора состоит из вала, сердечника, обмотки и коллектора. Сердечник набран из тонких листов электротехнической стали, изолированных между собой окалиной или лаком в целях уменьшения потерь энергии на вихревые токи. Сердечник является магнитопроводом, служит для уменьшения сопротивления магнитному потоку и для крепления обмотки. Обмотка якоря (обычно применяется петлевая обмотка) состоит из большого числа секций, концы каждой секции присоединены к двум соседним пластинам коллектора.

Для получения от генератора большой мощности при малых габаритах и весе применяется принудительная проточная вентиляция. При этом воздух проходит через корпус генератора, охлаждая обмотки, коллектор и щетки.

На автомобилях МАЗ-500 и КраЗ до недавнего времени применялись генераторы постоянного тока Г-107, четырехполостные, шунтовые, напряжением 25 в, мощностью 400 вт, максимальная сила тока нагрузки 16 а при скорости вращения якоря 2000—2100 об/мин. На дизель-электрическом тракторе ДЭТ-250 для обслуживания низковольтного оборудования установлен генератор постоянного тока Г-74. Это четырехполюсный, шунтовый генератор напряжением 28 в, мощностью 3 кВт, максимальная сила тока нагрузки 120 а при скорости вращения якоря 3500 об/мин.

На маневровых тепловозах установлен вспомогательный генератор постоянного тока МВГ-25/11, который предназначен для питания независимой обмотки возбудителя, цепей управления, освещения, зарядки аккумуляторной батареи и привода различных механизмов тепловоза. Вспомогательный генератор шунтовый имеет шесть главных и шесть дополнительных полюсов, номинальная мощность 5 кВт, напряжение 76 в, он дает длительный ток силой 66 а.

Применение генераторов постоянного тока обусловлено тем, что в схеме электрооборудования имеется аккумуляторная батарея, для зарядки которой требуется постоянный ток. Но в генераторах постоянного тока слабым местом является узел коллектора и щеток. Возникновение ЭДС самоиндукции в коммутирующих секциях обмотки якоря вызывает искрение под щетками. Поэтому приходится ограничивать электромагнитные нагрузки и плотность тока в щеточном контакте, т. е. снижается возможность уменьшения размеров и веса генератора при заданной мощности. Щеточный контакт нормально работает при температурах не выше 150—180°, что не позволяет использовать особо теплостойкую изоляцию для работы при более высоких температурах, чтобы увеличить удельную мощность генератора.

Генераторы постоянного тока особо чувствительны к загрязнению и запылению, что нарушает контакт щеток с коллектором. Кроме того, получить достаточно прочный коллектор, набираемый из отдельных пластин, трудно.

Таких недостатков не имеют генераторы переменного тока.

Генераторы переменного тока. Обмотка генератора, в которой индуцируется переменный ток, расположена на неподвижном статоре, и ток из обмотки выводится через неподвижные зажимы. Скорость вращения ротора генераторов переменного тока может быть значительно большей, чем ротора генераторов постоянного тока. При соответствующем подборе характеристики генератор переменного тока может отдавать часть мощности и при холостом ходе двигателя. Поэтому генераторы переменного тока имеют боль-

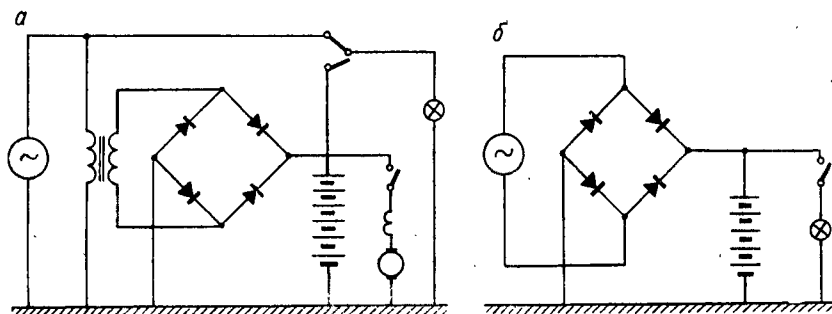


Рис. 11.5. Принципиальная схема автотракторной установки переменного тока:

а — частичного выпрямления; б — полного выпрямления.

шую надежность и значительно меньшие вес и объем, чем генераторы постоянного тока такой же мощности. На рис. 11.5. показана принципиальная схема автотракторной установки переменного тока. При использовании на транспортных машинах генераторов переменного тока необходимо выпрямлять переменный ток в постоянный. Однако часть потребителей (освещение и др.) может работать на переменном токе.

На рис. 11.5, а представлена установка с частичным выпрямлением тока. В такую схему в связи с различной величиной напряжения переменного и выпрямленного тока приходится дополнительно вводить трансформатор. Предпочтительнее схема полного выпрямления тока (рис. 11.5, б), хотя в данной схеме выпрямитель имеет несколько большую мощность, а следовательно, и стоимость. При этом существующая схема электрооборудования машины не претерпевает никаких изменений и работа происходит целиком на постоянном токе.

В связи с освоением промышленностью малогабаритных полупроводниковых диодов большое развитие получили генераторы переменного тока с встроенными кремниевыми выпрямителями. Регулирование напряжения в заданных пределах осуществляется при помощи вибрационных или транзисторных реле-регуляторов. Комплект, состоящий из генератора с встроенным выпрямителем и реле-регулятором, называется генераторной установкой.

В некоторых генераторах (на автобусах и тракторах) получи-

ли применение *селеновые выпрямители* пакетного типа. Пакет выпрямительных шайб помещается в герметически закрытом алюминиевом кожухе, снабженном охлаждающими ребрами. Такие выпрямители компактны, прочны и нечувствительны к механическим и климатическим воздействиям. Однако они имеют большие габариты, а также чувствительны к перегреву. В противоположность селеновым *кремниевые выпрямители* имеют малые габариты и высокую теплостойкость (до 150°). Поэтому представляется возможным встраивать в генератор переменного тока кремниевые выпрямители.

Генераторы переменного тока относятся к синхронным электрическим машинам. Скорость вращения ротора и частота f наведенной в обмотках статора ЭДС связаны между собой пропорциональной зависимостью

$$f = \frac{pn}{60} \text{ гц,}$$

где p — число пар полюсов; n — число оборотов ротора, об/мин.

Обмотку статора характеризует число пазов q на полюс и фазу:

$$q = \frac{z}{2pm},$$

где z — общее число пазов на статор; $2p$ — число полюсов генератора; m — число фаз генератора.

Трехфазные обмотки автомобильных генераторов имеют $q=0,5; 1; 2$. Катушки обмотки статора имеют по несколько витков. Однако схема соединения катушек друг с другом не зависит от числа витков в катушке. Электродвижущая сила в фазах обмотки генератора возникает при пересечении проводников обмотки статора магнитным потоком, создаваемым обмоткой возбуждения. Значение электродвижущей силы, наводимой в обмотке одной фазы генератора при данной величине магнитного потока Φ , определяется по формуле

$$E_{\phi} = 4,44k_{\phi\phi}f\omega\Phi_{\phi} \cdot 10^{-8} \text{ в,}$$

где $f = \frac{pn}{60}$ — частота индуктированной ЭДС; ω — число последовательно соединенных витков в обмотке одной фазы статора; Φ_{ϕ} — значение рабочего магнитного потока в воздушном зазоре генератора; $k_{\phi\phi}$ — обмоточный коэффициент: $k_{\phi\phi} = 0,866$ при $q = 0,5 \div 18$ пазов на статоре, 12 полюсов ротора; $k_{\phi\phi} = 1,0$ при $q = 1 \div 30$ пазов на статоре, 12 полюсов ротора.

Характер изменения ЭДС в проводниках обмотки статора определяется кривой распределения магнитной индукции в зазоре по окружности статора, которая зависит от формы полюса. Клювообразный полюс, имеющий трапецеидальную форму поверхности, обеспечивает форму кривой ЭДС, приближающуюся к синусоиде.

При замыкании выключателя зажигания ток от аккумуляторной батареи проходит через обмотку возбуждения. С увеличением скорости вращения ротора напряжение генератора становится вы-

ше напряжения батареи, и обмотка возбуждения будет питаться от генератора через выпрямитель. Вокруг обмотки возбуждения создается сильный магнитный поток. Рабочая часть магнитного потока проходит через втулку и вал, распределяется по клювообразным полюсам и далее, через воздушный зазор между ротором и статором, проходит по зубцам и стенке статора, входит в полюса другой полярности и замыкается на втулку и вал. При вращении ротора под каждым зубцом статора проходит то северный, то южный полюс ротора, и магнитный поток, проходящий через зубцы, изменяется по величине и направлению, пересекая проводники трехфазной обмотки. В последней индуцируется переменная по величине и направлению ЭДС.

Индуктированные в обмотках генератора ЭДС создают на выходных зажимах фазных обмоток переменные напряжения U_{ϕ} . Линейное напряжение, прикладываемое к вентилям выпрямителя, равно геометрической разности фазных напряжений. В контур выпрямленного тока в любой момент оказываются включенными вентиль положительной полярности и вентиль отрицательной полярности. В выпрямлении тока участвует лишь та пара вентиля, которая находится под более высоким напряжением. Выпрямленное напряжение пульсирует, изменяясь по отрезкам синусоид с частотой в шесть раз большей частоты переменного тока. Среднее значение выпрямленного (пульсирующего) напряжения равно $U_d = 1,65 U_{\phi \max}$, где U_{ϕ} — значение фазного напряжения генератора.

Величина выпрямленного тока

$$I_d = \sqrt{\frac{3}{2}} I_{\phi}$$

Максимальная мощность генератора переменного тока

$$N_{\Gamma \max} = U_d I_{\Gamma \max},$$

где U_d — расчетное выпрямленное напряжение (12,5 или 25 в);
 $I_{\Gamma \max}$ — максимальный ток нагрузки.

Сравнительные оценки генераторов характеризуются коэффициентом оценки по использованию материалов

$$K_{uG} = \frac{N_{\Gamma \max}}{G_{\Gamma}},$$

где G_{Γ} — вес генератора, кг,
 и удельным коэффициентом

$$K_{uуд} = \frac{U_d I_p}{G_{\Gamma} n_p} \frac{\text{вт} \cdot \text{мин}}{\text{кг} \cdot \text{об}},$$

где $U_d I_p$ — расчетная мощность, вт; n_p — расчетная скорость вращения ротора, об/мин.

На рис. 11.6 представлена схема генератора Г250-А1 с встроенным кремниевым выпрямительным блоком ВБГ-1. Генератор Г-250 применяется для массовых грузовых и легковых автомобилей с карбюраторными двигателями (ГАЗ, ЗИЛ). Общая конструктивная схема генератора аналогична схеме синхронных генераторов.

Особенностью автомобильного трехфазного синхронного генератора является применение клювообразных полюсов и обмотки возбуждения из одной катушки. Силовая обмотка, в которой индуцируется переменный ток, выводится через неподвижные зажимы. Трехфазная обмотка статора выполнена в виде отдельных катушек, соединенных последовательно по шесть штук в каждой фазе. Фаз-

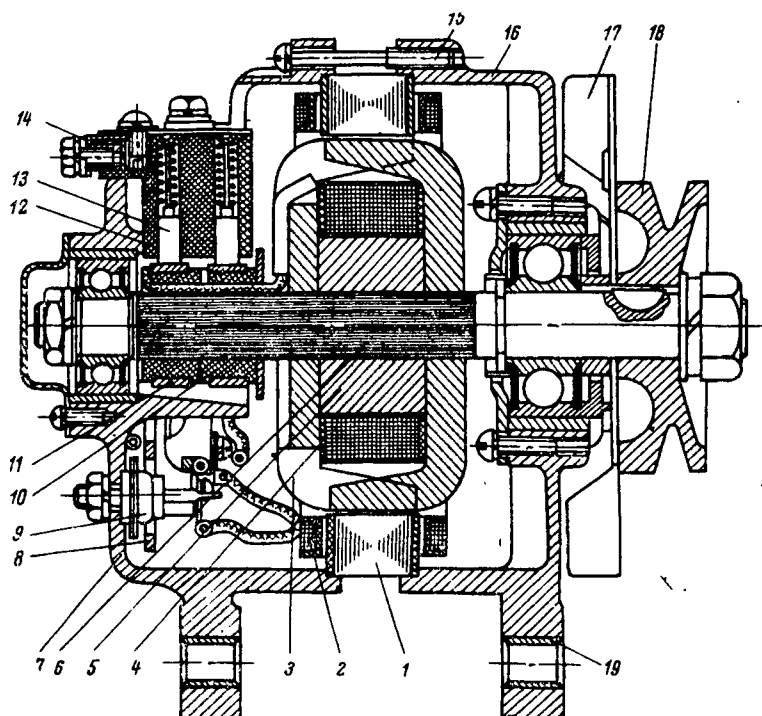


Рис. 11.6. Схема трехфазного генератора Г-250:

1 — статор; 2 — трехфазная обмотка статора; 3 — ротор; 4 — обмотка возбуждения; 5 — втулка; 6 — вал; 7 — крышка со стороны контактных колец; 8 — панель-охладитель (теплопровод); 9 — вентиль кремниевый Д242-АП (отрицательной полярности); 10 — изоляция контактных колец; 11 — контактное кольцо; 12 — щеткодержатель; 13 — щетка; 14 — вывод Ш; 15 — стяжной болт; 16 — крышка со стороны привода; 17 — вентилятор; 18 — шкив; 19 — стальная втулка.

ные обмотки статора соединены звездой, а выходные зажимы фаз соединены с выпрямительным устройством по трехфазной двухполупериодной схеме А. Н. Ларионова. Ротор генератора состоит из вала и напрессованной на вал втулки с обмоткой возбуждения, двух шестиполюсных клювообразных стальных наконечников и контактных колец. Наконечники одной половины ротора с северной полярностью входят между наконечниками второй, которые имеют южную полярность. Обмотка возбуждения намотана непосредственно на втулку и расположена между клювообразными полюсами. Концы обмотки возбуждения присоединены к контактным кольцам.

Ток возбуждения от аккумуляторной батареи или выпрямителя подводится к обмотке ротора через контактные кольца и скользящие щетки. Так как ток возбуждения имеет сравнительно малую величину (2—3 а), то щетки имеют небольшие размеры. В связи с отсутствием коммутационного тока работа щеток происходит без искрения.

Генератор — многополюсный, имеет относительно увеличенный диаметр и малую осевую длину, клювообразные полюсы. Выпрямительный блок, содержащий шесть вентилях, которые запрессованы в ребристый охладитель, установлен в крышке генератора со стороны контактных колец. К клеммам блока присоединены выводы фаз генератора. Каждая фаза статора соединена с одним диодом прямой полярности и одним диодом обратной полярности. Так как кремниевые диоды имеют свойство пропускать ток только в одном направлении, то ток, проходящий через диоды, получается постоянным. Когда выпрямленное напряжение ниже напряжения аккумуляторной батареи, ток пройти в обратном направлении не может. Поэтому при генераторах переменного тока реле обратного тока не устанавливается, а устанавливается лишь реле включения, которое включается перед пуском двигателя и выключается после его остановки. Напряжение поддерживается в заданных пределах путем изменения величины тока возбуждения. Присоединение выпрямительного блока вместо отдельных вентилях повысило качество и надежность выпрямительного устройства. Генератор с встроенным кремниевым выпрямителем взаимозаменяем по схеме соединений с генератором постоянного тока.

На базе генератора Г-250-А1 создан генератор Г-270-А1, который применяется для грузовых автомобилей с дизельными двигателями (МАЗ, КраЗ). Он отличается от базового лишь обмоточными данными и увеличенной длиной статора.

Для тяговых машин с увеличенной мощностью потребляемой электрической энергии создан генератор Г-290 с встроенным крем-

Табл. 11.3 Технические характеристики генераторов переменного тока

Тип генератора	Без нагрузки		С нагрузкой			На каких машинах установлен
	напряжение, в	число оборотов ротора, об/мин	напряжение, в	ток на грузки, а	число оборотов ротора, об/мин	
Г-250 и все модификации	12,5	900	12,5	28	2100	Автомобили ГАЗ и ЗИЛ-130
Г-270-А1	25	950	25	20	1800	Автомобили МАЗ и КраЗ
Г-290	25	1450	25	150	2500	Грузовые автомобили большой грузоподъемности
Г-285	12,5	1500	12,5	80	3500	Трактор К-700

ниевым выпрямителем ВК2-50-1А. Он служит базовым типом семейства мощных генераторов переменного тока. Технические характеристики генераторов переменного тока приведены в табл. 11.3. Существуют две схемы соединения генераторной установки в

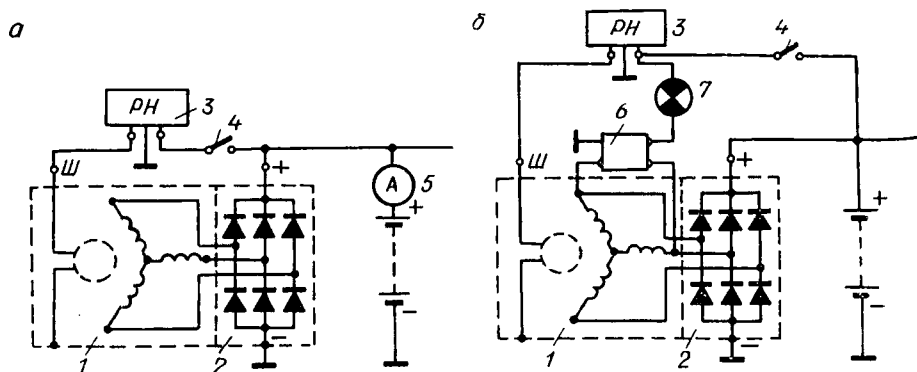


Рис. 11.7. Схемы соединений генераторной установки в зависимости от способа контроля заряда аккумуляторной батареи:

а — с амперметром; б — с контрольной лампой; 1 — генератор; 2 — выпрямительное устройство; 3 — регулирующее устройство; 4 — выключатель зажигания; 5 — амперметр; 6 — реле контроля заряда; 7 — контрольная лампа; Ш — вывод обмотки возбуждения; «+» — плюсовой вывод выпрямителя.

зависимости от способа контроля зарядки аккумуляторной батареи (рис. 11.7): схема с амперметром и схема с контрольной лампой. В обеих схемах во избежание разрядки аккумуляторной батареи регулятор напряжения включен в общую цепь на обмотку возбуждения через выключатель зажигания.

11.4. Регулирующие устройства

Регулирующие устройства генераторов постоянного тока. Реле-регулятор вибрационного типа предназначен для совместной работы с генератором постоянного тока. Он состоит из трех электромагнитных приборов: регулятора, ограничителя тока и реле обратного тока.

Генератор приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания с постоянным передаточным числом привода. Поэтому скорость вращения ротора изменяется в широком диапазоне (1 : 3—1 : 8). Величина ЭДС зависит от скорости пересечения якорем магнитного потока:

$$U_r = E = Cn\Phi.$$

Следовательно, для сохранения постоянного напряжения при переменных оборотах требуется автоматическое регулирование. Этим целям и служит регулятор напряжения (рис. 11.8).

Регулятор напряжения имеет на сердечнике обмотку, включенную параллельно щеткам генератора. На ярме сердечника располо-

жен неподвижный контакт, на якорьке — подвижный. Пружина оттягивает якореk и удерживает контакты в замкнутом состоянии. При некотором числе оборотов вала двигателя напряжение на клеммах генератора достигает заданных пределов, сердечник намагничивается, притягивает якореk и контакты размыкаются.

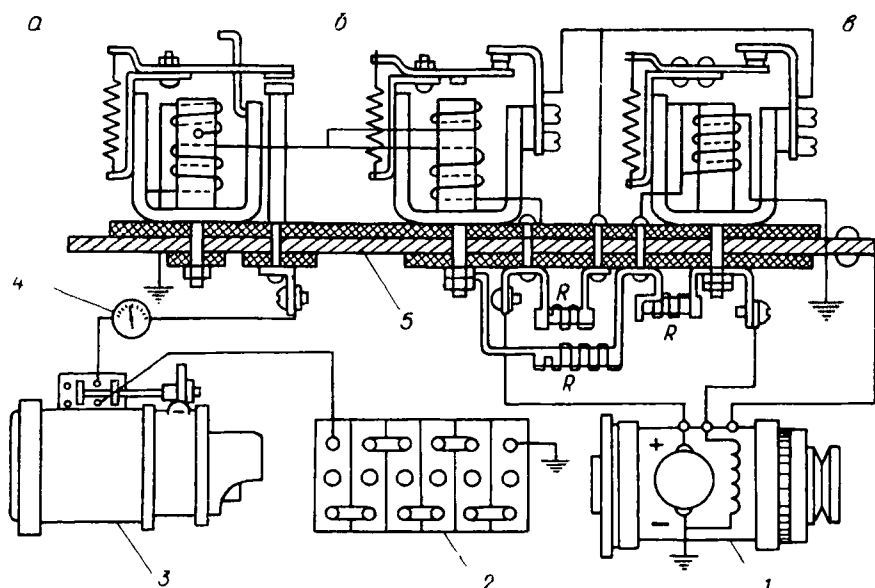


Рис. 11.8. Схема реле-регулятора:

а — реле обратного тока; б — ограничитель тока; в — регулятор напряжения; 1 — генератор; 2 — аккумуляторная батарея; 3 — стартер; 4 — амперметр; 5 — панель реле-регулятора; R — добавочные сопротивления.

В цепь обмотки возбуждения генератора включаются добавочные сопротивления, благодаря чему в ней уменьшается ток и падает напряжение на клеммах генератора. Падение напряжения вызывает уменьшение намагниченности сердечника, под действием пружины контакты регулятора замыкаются и ток, минуя сопротивление, поступает на возбуждение. Вибрирующий якореk размыкает и замыкает контакты. Частота колебаний якорька достигает 30—40 периодов в секунду, благодаря чему отклонения напряжения в сети от среднего значения практически не заметны. Напряжение, поддерживаемое регулятором, определяется по формуле

$$U_r = C \frac{r_{\text{ш}}}{\omega_{\text{ш}}} \delta \sqrt{F_{\text{пр}}} \text{ в,}$$

где C — коэффициент пропорциональности; $\omega_{\text{ш}}$ — число витков обмотки, намагничивающей сердечник; δ — величина воздушного зазора между якорьком и сердечником; $r_{\text{ш}}$ — сопротивление данной обмотки; $F_{\text{пр}}$ — сила (натяжение) пружины.

Ограничитель тока служит для предохранения генераторов от перегрузки при включении большого числа потребителей и сильно

разряженной аккумуляторной батареи. Он ограничивает предельное значение тока, отдаваемого генератором, предохраняя его от перегрева. Ограничитель тока по своему устройству подобен регулятору напряжения. На его сердечнике намотаны последовательная и ускоряющая обмотки. Через последовательную обмотку проходит весь ток, отдаваемый генератором во внешнюю цепь. Контакты ограничителя тока включены в цепь обмотки возбуждения генератора. Пока ток генератора не превышает расчетной величины, контакты замкнуты усилием пружины. Когда же ток, вырабатываемый генератором, превышает расчетную величину, сердечник намагничивается и контакты ограничителя размыкаются. При этом в цепь обмотки возбуждения включаются добавочные сопротивления, и ток идет по двум ветвям. Включение дополнительных сопротивлений в цепь обмотки возбуждения снижает напряжение и ток, отдаваемый генератором. При этом контакты вновь замкнутся. В результате периодического размыкания и замыкания контактов ток генератора не превышает расчетной величины. Увеличению частоты колебаний якорька содействует ускоряющая обмотка.

При включении в цепь основной намагничивающей обмотки сердечника последовательно величина тока, отдаваемого генератором, составит

$$I_r = C \frac{\delta}{\omega_c} \sqrt{F_{\text{пр}}} \cdot a,$$

где C — коэффициент пропорциональности; ω_c — число витков намагничивающей обмотки; δ — величина воздушного зазора между сердечником и якорьком; $F_{\text{пр}}$ — сила (натяжение) пружины.

Реле обратного тока представляет собой электромагнитный прибор, который обеспечивает автоматическое включение генератора, соединенного параллельно с аккумуляторной батареей. Реле имеет на своем сердечнике две обмотки. Шунтовая обмотка, по которой ток от генератора проходит все время, создает намагничивание сердечника и обеспечивает замыкание контактов. Серийная обмотка включается в цепь только при замкнутых контактах и создает дополнительное намагничивание сердечника зарядным током. При движении тока от аккумуляторной батареи в обратном направлении эта обмотка размагничивает сердечник, что способствует более быстрому размыканию контактов под действием пружины. Напряжение, соответствующее замыканию реле обратного тока, регулируется изменением величины воздушного зазора между якорьком и сердечником или путем натяжения пружины. Для 12-вольтовой аккумуляторной батареи напряжение замыкания реле составляет 12,5—14 в.

Регулировочные устройства генераторов переменного тока. Напряжение на зажимах генератора переменного тока

$$\bar{U} = \bar{E} - \bar{I}_r = Cn\Phi - \bar{I}_r,$$

где n — число оборотов генератора; Φ — магнитный поток генератора; E — ЭДС генератора; I — ток, отдаваемый генератором; r — полное (кажущееся) сопротивление обмотки статора.

Вычитание производится геометрически, с учетом фазы векторов \vec{E} и \vec{I}_r . Если пренебречь падением напряжения в статоре генератора, то $U \approx E = Cn\Phi$.

Для того чтобы напряжение оставалось постоянным, необходимо с увеличением числа оборотов n уменьшать магнитный поток Φ . Регулирование на постоянство напряжения является основным, и все автоматические регуляторы выполняются как регуляторы напряжения. Система регулирования состоит из двух звеньев: *регулирующего органа* (реостата) и *объекта регулирования* (генератора). Автоматическое регулирование осуществляется посредством чувствительного элемента, который, выполняя функции оператора, воспринимает отклонение напряжения от заданной величины и автоматически приводит в действие регулирующий орган. Таким чувствительным элементом служит электромагнит, обмотка которого питается регулируемым напряжением генератора. Обмотка электромагнита включается параллельно генератору, и ток в ней пропорционален напряжению генератора. *Основное уравнение регулятора*

$$\Theta = C \delta \sqrt{F_{\text{пр}}},$$

где Θ — магнитодвижущая сила основной обмотки, намагничивающей сердечник; δ — величина воздушного зазора между якорьком и сердечником; $F_{\text{пр}}$ — сила пружины регулятора; C — коэффициент пропорциональности.

Регулируемое напряжение генератора

$$U = C \frac{r_{\text{ш}}}{\omega_{\text{ш}}} \delta \sqrt{F_{\text{пр}}},$$

где $r_{\text{ш}}$ — сопротивление обмотки регулятора (шунт); $\omega_{\text{ш}}$ — число витков намагничивающей сердечник обмотки.

Получили распространение быстродействующие вибрационные и контактно-транзисторные регуляторы напряжения.

Вибрационный регулятор напряжения РР-127 (рис. 11.9) предназначен для работы с генератором Г-270-А, по однопроводной схеме с соединением минуса на массу, в системе электрооборудования машин с дизельными двигателями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238. Регулятор напряжения состоит из П-образного ярма, цилиндрического сердечника, на котором расположены шунтовая и выравнивающая обмотки, якорька с замкнутыми вольфрамовыми контактами, подвешенного к ярму на упругой пластине, и пружины якорька. Натяжение пружины регулируется путем подгибания ее кронштейна, на котором она установлена. Шунтовая обмотка подключена к плюсовой клемме генератора через ускоряющее сопротивление (30 ом). Последовательно в цепь шунтовой обмотки включено сопротивление температурной компенсации (40 ом). Выравнивающая обмотка из медного провода соединена последовательно с контактами регулятора и включается в цепь обмотки возбуждения генератора. Параллельно контактам регулятора включены ускоряющее сопротивление и два последовательно соединенных добавочных сопро-

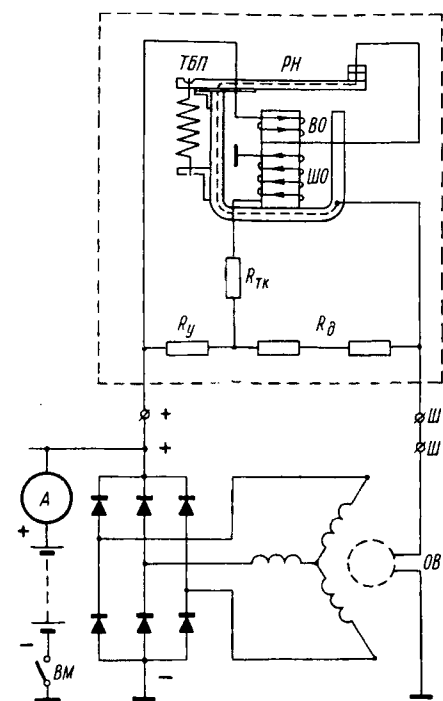


Рис. 11.9. Электрическая схема соединений реле-регулятора РР-А27:

«+» и «Ш» — обозначения выводных клемм реле регулятора; РН — регулятор напряжения; ШО — шунтовая обмотка; БО — выравнивающая обмотка; ТБП — термометаллическая пластина; (серьга); $R_{ТК}$ — термокомпенсирующее сопротивление; $R_У$ — ускоряющее сопротивление; $R_Д$ — добавочные сопротивления; ВМ — выключатель «массы» батарей; ОБ — обмотка возбуждения генератора.

тивления (128 и 30 ом). Следовательно, при разомкнутых контактах регулятора последовательно с обмоткой возбуждения включается суммарное сопротивление в 188 ом.

При неработающем генераторе (выключатель массы аккумуляторной батареи разомкнут) или при работе его на малых оборотах (напряжение генератора меньше 27,4—30,2 в) контакты регулятора напряжения под действием усилия пружины якорька замкнуты. При включении выключателя массы аккумуляторная батарея разряжается током в 1,2—1,3 а на обмотку возбуждения генератора, обмотки и сопротивления генератора (ток возбуждения генератора равен примерно 1 а). Обратный ток через кремниевые вентили практически равен нулю.

Ток от плюсовой клеммы аккумуляторной батареи поступает на плюсовую клемму генератора, проходит через плюсовую клемму регулятора напряжения, ускоряющее сопротивление и сопротивление температурной компенсации, далее на шунтовую обмотку и корпус регулятора напряже-

ния и по массе возвращается на аккумуляторную батарею к минусовой клемме.

Ток обмотки возбуждения генератора замыкается по пути: плюсовая клемма аккумуляторной батареи — плюсовая клемма генератора и регулятора напряжения — выравнивающая обмотка — замкнутые контакты регулятора напряжения — клемма Ш регулятора напряжения и генератора — обмотка возбуждения генератора — контактное кольцо и массовая щетка ротора генератора — масса генератора и минусовая клемма аккумуляторной батареи.

Когда напряжение генератора превысит ЭДС аккумуляторной батареи, источником тока станет генератор. Путь тока шунтовой обмотки регулятора напряжения и тока возбуждения генератора остается прежним, за исключением того, что ток исходит из плю-

совой клеммы генератора и возвращается к минусовой клемме. Одновременно генератор питает всех потребителей тока и заряжает аккумуляторную батарею.

С увеличением числа оборотов ротора генератора, когда напряжение достигает значения 27,4—30,2 в регулируемой величины, намагничивающая сила шунтовой обмотки регулятора $I_{ш}\omega_{ш}$ увеличивается и вместе с тем увеличивается магнитное усилие, действующее на якоре. При этом магнитное усилие преодолевает противодействующую силу пружины, якорек притягивается к сердечнику, контакты регулятора размыкаются и в цепь обмотки возбуждения генератора включаются последовательно добавочные и ускоряющее сопротивления. Ток замыкается по пути: плюсовые клеммы генератора и регулятора напряжения — ускоряющее сопротивление — два добавочных сопротивления — клемма регулятора и генератора — обмотка возбуждения генератора — минусовая клемма (корпус) генератора.

Благодаря включению сопротивлений в цепь обмотки возбуждения ее ток, намагничивающая сила и магнитный поток возбуждения генератора уменьшаются, а следовательно, уменьшается ЭДС фазных обмоток и выпрямленное напряжение генератора. Снижение напряжения генератора вызовет уменьшение силы тока и намагничивающей силы в шунтовой обмотке регулятора, и под действием пружины якорек замкнет контакты регулятора. После этого процесс повторится, и контакты регулятора напряжения будут периодически замыкаться с большой частотой, поддерживая выпрямленное напряжение на заданном уровне.

Повышение частоты вибрации контактов обеспечивается включением шунтовой обмотки регулятора по схеме ускоряющего сопротивления. При замкнутых контактах через ускоряющее сопротивление (30 ом) проходит только небольшой величины ток шунтовой обмотки регулятора напряжения. При этом напряжение на шунтовой обмотке регулятора получается меньшим напряжением генератора на величину падения напряжения на ускоряющем сопротивлении.

При разомкнутых контактах через ускоряющее сопротивление проходит ток шунтовой обмотки генератора и ток возбуждения генератора. Падение напряжения на сопротивлении резко возрастает, снижается напряжение на обмотке генератора, падают ток шунтовой обмотки и сила магнитного притяжения якоря. В таком случае пружина обеспечивает более быстрое обратное замыкание контактов. Частота вибрации контактов увеличивается до 150—250 гц при уменьшении амплитуды колебания напряжения генератора. Повышение частоты вибрации контактов создает более нормальные условия работы самих контактов и потребителей электроэнергии.

Выравнивающая обмотка компенсирует повышение напряжения с увеличением числа оборотов ротора генератора, которое наблюдается при работе регулятора с ускоряющим сопротивлением. Выравнивающая обмотка включена встречно по отношению к шунтовой обмотке регулятора.

Регулируемое напряжение должно лежать в заданных пределах и не зависеть от температуры окружающей среды и нагрева обмоток регулятора. Сопротивление обмотки, состоящей из медного провода, при нагревании увеличивается и определяется по формуле

$$r_{\text{шгор}} = r_{\text{шхол}}(1 + \alpha \tau),$$

где $r_{\text{шхол}}$ — сопротивление шунтовой обмотки в холодном состоянии, Ом; $r_{\text{шгор}}$ — сопротивление обмотки в горячем состоянии, Ом; α — температурный коэффициент сопротивления: $\alpha = 0,004 \frac{1}{^\circ\text{C}}$;

τ — превышение температуры обмотки над температурой окружающей среды, $^\circ\text{C}$.

Например, при повышении температуры обмотки на $\tau = 75^\circ$ сопротивление увеличивается на 30%, что снижает в ней ток на 30% и уменьшает магнитный поток и магнитное усилие. В результате напряжение, при котором размыкаются контакты, повысится. Увеличение напряжения на 30% (35—39 в) может вызвать аварийное состояние в системе электрооборудования (перезаряд батарей и др.).

В целях исключения этого вредного явления в реле-регуляторе применяется сопротивление температурной компенсации, а также осуществлена подвеска якоря регулятора на термобиметаллической пластине. Увеличение температуры шунтовой обмотки на 75° не вызывает изменения величины нихромового сопротивления (40 Ом) температурной компенсации. Ускоряющее сопротивление из нихрома (30 Ом), включенное последовательно с шунтовой обмоткой, также играет роль компенсирующего сопротивления.

При увеличении температуры биметаллическая пластина деформируется, стремясь изогнуться в сторону сердечника. В результате на якорь действует сила, направленная к сердечнику, противодействующая силе пружины. При этом суммарное усилие пружины и термобиметаллической пластины снижается, благодаря чему компенсируется уменьшение магнитной силы притяжения якоря к сердечнику вследствие нагрева. Величина регулируемого напряжения остается прежней.

Контактно-транзисторный реле-регулятор РР-362 (рис. 11.10) предназначен для работы с генератором Г-250 по однопроводной схеме с соединением минусовой клеммы на массу в системе электрооборудования машин с карбюраторными двигателями. Реле-регулятор состоит из вибрационного регулятора напряжения с усилителем на транзисторе и реле защиты. Регулятор напряжения и реле защиты смонтированы на изоляционной панели. На внутренней части крышки в отделенном от электромагнитных элементов отсеке расположены транзистор и запирающий и гасящий диоды.

У вибрационного регулятора напряжения РР-362 контакты нормально разомкнуты и при притяжении якорька к сердечнику замыкаются. Регулятор напряжения имеет одну основную (шунтовую) обмотку, включенную по схеме ускоряющего сопротивления. Уско-

ряющее и добавочное сопротивление регулятора включены параллельно транзистору между его эмиттерным и коллекторным электродами. Термокомпенсация осуществляется сопротивлением и подвеской якорька на термобиметаллической пластине. Контакты электромагнита регулятора с противодействующей пружиной (измерительный узел схемы регулятора) включены между клеммой

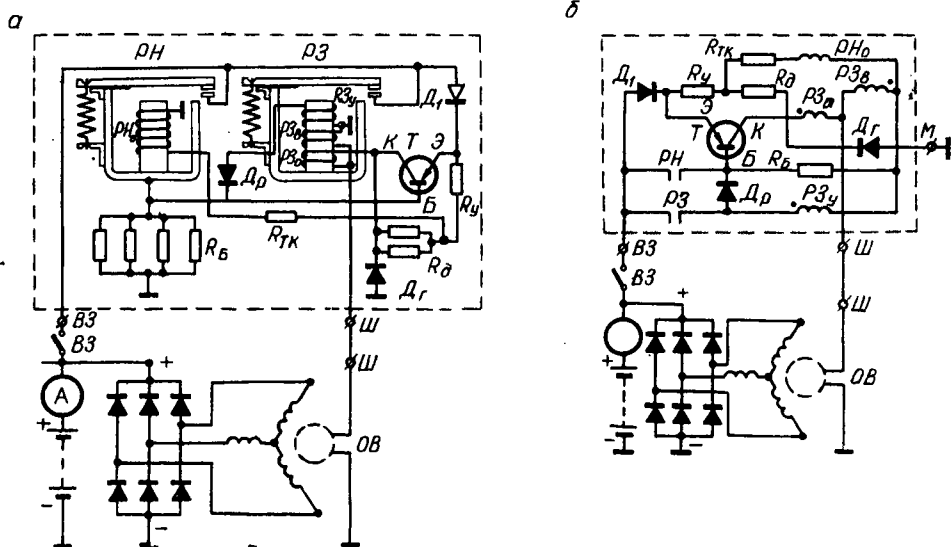


Рис. 11.10. Схема реле-регулятора РР-362:

а — полумонтажная; б — электрическая; РН — вибрационный регулятор напряжения; РЗ — реле защиты; Т — транзистор; Д_Г — гасящий диод; Д₁ — запирающий диод; Д_О — разделительный диод; Э, К, Б — электроды транзистора: эмиттер, коллектор и база; R_Y, R_d — ускоряющее и добавочное сопротивления; R₆ — сопротивление базы транзистора; РН₀ — основная обмотка регулятора напряжения; R_{TK} — сопротивление температурной компенсации; РЗ₀ — основная обмотка реле защиты; РЗ_Y — удерживающая обмотка реле защиты; РЗ_В — вспомогательная обмотка реле защиты; ОВ — обмотка возбуждения генератора; ВЗ и Ш — выводные клеммы.

выключателя зажигания (плюсовой клеммой генератора) и базой транзистора и управляют его работой, переводя из режима *открыт* в режим *закрит*. Таким образом, контакты регулятора разрывают небольшой ток транзистора (до 0,4 а), а замыкание и размыкание (коммутация) цепи обмотки возбуждения с током до 3,5 а осуществляется непосредственно транзистором. Сопротивление базы транзистора включает в себя четыре параллельно соединенных сопротивления.

Реле защиты состоит из электромагнитного реле и разделительного диода и предназначено для защиты транзистора от коротких замыканий в цепи обмотки возбуждения генератора. Контакты реле защиты, так же как и контакты регулятора напряжения, разомкнуты в нерабочем состоянии под действием усилия пружины.

Реле защиты имеет три обмотки: основную (серийную) обмотку, которая включена последовательно в цепь возбуждения генератора, *вспомогательную* (шунтовую) обмотку, включенную параллельно обмотке возбуждения, и *удерживающую* обмотку, магнитное усилие которой способствует сохранению замкнутого состояния контактов реле защиты.

Непосредственно регулирующим элементом является *транзистор*, которым управляет электромагнитное реле напряжения, не пропускающее ток возбуждения генератора. При включении зажигания к аккумуляторной батарее подключается регулятор и к эмиттерному переходу транзистора прикладывается напряжение в прямом направлении. При этом через базу транзистора пройдет ток I_b по контуру: плюсовая клемма аккумуляторной батареи — амперметр — выключатель зажигания — запирающий диод (обратной связи) — эмиттер транзистора — база транзистора — сопротивление базы (40 ом), ограничивающее величину тока — отрицательная клемма (масса) регулятора — отрицательная клемма аккумуляторной батареи. При прохождении тока через переход эмиттер — база сопротивление между эмиттером и коллектором резко уменьшается (потенциал эмиттера выше потенциала базы) и транзистор открывается, замыкая цепь обмотки возбуждения генератора. Путь тока возбуждения I_b : плюсовая клемма аккумуляторной батареи — амперметр — выключатель зажигания — диод обратной связи — эмиттер транзистора — переход эмиттер — коллектор транзистора — коллектор транзистора — основная обмотка реле защиты — клеммы III регулятора и генератора — изолированная щетка, кольцо и обмотка возбуждения генератора — кольцо и массовая щетка генератора — минусовые клеммы генератора и аккумуляторной батареи.

Одновременно по обмотке регулятора напряжения проходит ток $I_{рн}$: от аккумуляторной батареи через плюсовую клемму — запирающий диод — ускоряющее сопротивление и сопротивление температурной компенсации — основную обмотку регулятора напряжения — минусовую клемму регулятора — на минусовую клемму аккумуляторной батареи. Величины сопротивлений в цепи обмотки возбуждения не превышают 0,7—0,8 ом, и ток возбуждения достигает максимума.

Под действием тока возбуждения в фазных обмотках генератора наводятся ЭДС, выпрямляемые выпрямительным устройством.

С увеличением числа оборотов ротора генератора выпрямленное напряжение увеличивается, и при превышении напряжения аккумуляторной батареи обмотка возбуждения и реле-регулятор будут находиться под действием напряжения генератора. При этом в пути прохождения тока положительные и отрицательные клеммы аккумуляторной батареи будут заменены клеммами генератора.

При достижении напряжения генератора 13,5—15 в контакты реле замыкаются, база транзистора соединяется с положительной клеммой выпрямителя и транзистор запирается. Ток в обмотку возбуждения будет проходить, минуя транзистор, через добавочное

и ускоряющее сопротивления, благодаря чему сила тока снизится и напряжение генератора уменьшится. При замыкании контактов происходит мгновенное уменьшение силы тока в обмотке возбуждения и в ней появляются токи самоиндукции. Чтобы предотвратить пробой транзистора этими токами, установлен диод-гаситель, который соединен с последовательной обмоткой реле и гасит ток самоиндукции. С уменьшением числа оборотов напряжение снижается и ток в обмотке реле уменьшается, ослабляя намагничивание сердечника. Пружина преодолевает силу магнитного притяжения и замыкает контакты, а транзистор отпирается, увеличивая ток в обмотке возбуждения. Для увеличения частоты колебаний якорька и уменьшения амплитуды колебания напряжения введено ускоряющее сопротивление, резко ослабляющее магнитный поток в обмотке реле напряжения, чем ускоряется размыкание контактов.

Для защиты транзистора от тока большой величины при возможном коротком замыкании обмотки возбуждения на массу применяется *реле защиты*. При нормальной работе регулятора напряжения через основную обмотку реле защиты протекает ток возбуждения генератора, а через вспомогательную (шунтовую) — ток, обусловленный напряжением на клемме *III* регулятора и сопротивлением данной обмотки. Основная и вспомогательная обмотки включены навстречу, так что суммарный магнитный поток сердечника реле защиты и магнитное усилие якорька получают незначительными, и под действием пружины контакты реле остаются разомкнутыми. Через удерживающую обмотку ток не протекает ввиду высокого обратного сопротивления разделительного диода.

В случае замыкания клеммы *III* реле-регулятора или генератора на массу в основной обмотке реле защиты ток сильно возрастает, а во вспомогательной обмотке падает до нуля, так как оба конца ее оказываются соединенными на массу. При этом сильно возрастает магнитный поток в сердечнике реле, якорек притягивается и сердечник и контакты реле защиты размыкаются. База транзистора через разделительный диод соединяется с плюсовыми клеммами генератора и аккумуляторной батареи, что способствует превышению потенциала базы над потенциалом эмиттера. Сопротивление на переходе эмиттер — коллектор резко увеличивается, транзистор запирается, напряжение генератора и ток короткого замыкания резко уменьшаются.

При замкнутых контактах реле удерживающая обмотка включается на полное напряжение, магнитный поток ее совпадает с направлением потока осевой обмотки и суммарное магнитное усилие способствует сохранению замкнутого состояния контактов реле защиты.

Транзистор остается запертым до момента устранения короткого замыкания в цепи возбуждения генератора. Реле защиты замыкается при силе тока в основной обмотке 3,2—3,6 а.

11.5. Неисправности генератора

Генератор работает в условиях повышенных температур, запыленности и тряски, что и повышает износ его узлов. Уход за генератором сводится в основном к очистке его от пыли и грязи, проверке крепления и натяжения приводного ремня. Зазор между кронштейном двигателя и плоскостями лап генератора не допускается.

Натяжение приводного ремня должно быть таким, чтобы при нажатии пальцем с усилием 4 кг на его середину между шкивом двигателя и генератора прогиб ремня находился в пределах 10—15 мм. Слабое натяжение ремня вызывает его проскальзывание на шкиве генератора, снижая скорость вращения генератора и, следовательно, его отдачу. Сильное натяжение ремня увеличивает нагрузку на подшипники и может послужить причиной преждевременного износа.

Необходимо периодически проверять надежность крепления скобами пучков проводов, состояние изоляции проводов, особенно в местах крепления и пересечения их с металлическими деталями машины.

В случае неполадок в работе генератора осматривается состояние щеток, контактных колец и щеточных пружин. В реле-регуляторе осматриваются контакты и при загрязнении промываются бензином.

Запрещается пуск двигателя при отключенном плюсовом проводе генератора, так как в этом случае на выпрямителе может возникнуть повышенное напряжение, опасное для вентиляей.

Кремниевые вентили ремонту не подлежат. При отказе одного из вентиляей его заменяют. При отказе в работе вентиля в блоке заменяют секцию из двух вентиляей. Монтаж вентиляей в виде блока состоит в запрессовке их в теплоотводы в крышках генераторов или в специальные охладители.

При отказе в работе транзистор также заменяют.

ГЛАВА 12. ПОТРЕБИТЕЛИ ТОКА

12.1. Система зажигания

Рабочая смесь в цилиндрах карбюраторного двигателя воспламеняется электрической искрой (температура до $10\,000^\circ$), периодически создаваемой между электродами свечи зажигания. Зазор между электродами (0,5—0,8 мм), определяющий длину искры, входит в электрическую цепь системы зажигания. Искровой промежуток свечи представляет собой значительное сопротивление в цепи тока, которое зависит от ряда факторов. Для бесперебойного искрообразования на всех режимах двигателя напряжение, подводимое к свече, должно находиться в пределах 12 000—20 000 в. Напряжение, при котором происходит искровой разряд, называется *пробивным*. Величина пробивного напряжения зависит от состава рабочей смеси:

$$U_{\text{проб}} = U_0(1 + 0,6\rho),$$

где U_0 — пробивное напряжение в чистом воздухе; ρ — отношение веса горючего в смеси к весу воздуха.

Бедная и очень богатая смеси требуют для воспламенения значительно большей энергии, чем нормальная смесь. Наименьшей энергии для воспламенения требует обогащенная смесь. Величина пробивного напряжения возрастает с увеличением плотности рабочей смеси и зазора между электродами свечи и снижается с увеличением температуры смеси. При прогревом двигателя, работающем без нагрузки, требуемое напряжение составляет 4000—5000 в (сопротивление между электродами незначительное из-за малой плотности смеси), тогда как при пуске холодного двигателя и в период его работы с полной нагрузкой пробивное напряжение возрастает до 15 000—20 000 в (сопротивление между электродами большое из-за большой плотности смеси и возможного наличия конденсата при пуске двигателя).

На величину пробивного напряжения существенное влияние оказывает состояние поверхности электродов (наличие конденсата, нагара). Если свечи смочены бензином, пробивное напряжение увеличивается на 20%. При попадании капелек масла между электродами пробивное напряжение возрастает до 200%.

Высокое напряжение получается путем преобразования тока низкого напряжения в индукционных катушках. По способу получения тока высокого напряжения различают два типа зажигания:

батарейное, применяющееся главным образом на автомобилях, и зажигание от магнето, которое применяется на маломощных карбюраторных двигателях (пусковых, мотоциклетных).

12.2. Батарейное зажигание

Система батарейного зажигания включает в себя следующие приборы: источники тока низкого напряжения (аккумуляторная батарея и генератор), катушку зажигания, распределитель тока высокого напряжения, прерыватель тока низкого напряжения

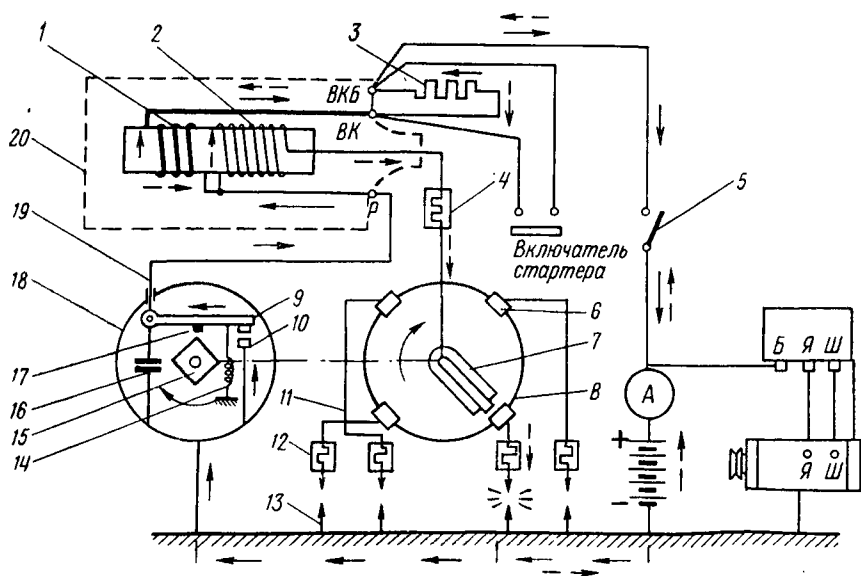


Рис. 12.1. Схема батарейного зажигания:

1 — первичная обмотка катушки; 2 — вторичная обмотка; 3 — добавочное сопротивление катушки (вариатор); 4 и 12 — подавительные сопротивления, уменьшающие помехи радиоприему и телеприему; 5 — выключатель зажигания; 6 — электроды распределителя; 7 — ротор распределителя; 8 — крышка распределителя; 9 — подвижный контакт (молоточек) прерывателя; 10 — неподвижный контакт (наковальня); 11 — провода высокого напряжения; 13 — свечи зажигания; 14 — пружина подвижного контакта; 15 — кулачок прерывателя; 16 — конденсатор; 17 — подушечка якоря; 18 — прерыватель; 19 — соединительный провод низкого напряжения; 20 — катушка зажигания.

с конденсатором, свечи зажигания, амперметр и выключатель зажигания. Приборы системы зажигания образуют две цепи: низкого и высокого напряжения. Цепь *низкого напряжения* составляют источники тока, прерыватель, первичная обмотка катушки зажигания с добавочным сопротивлением и выключатель зажигания. Цепь *высокого напряжения* состоит из вторичной обмотки катушки, распределителя, проводов высокого напряжения и свечей зажигания.

Система зажигания (рис. 12.1) имеет однопроводное соединение источников тока с потребителями. К массе обычно присоединяются отрицательные клеммы источников тока.

Свеча зажигания состоит из стержня с центральным электродом, изолированным от массы корпуса, и бокового электрода, соединенного с массой. Свечи устанавливаются в головку блока

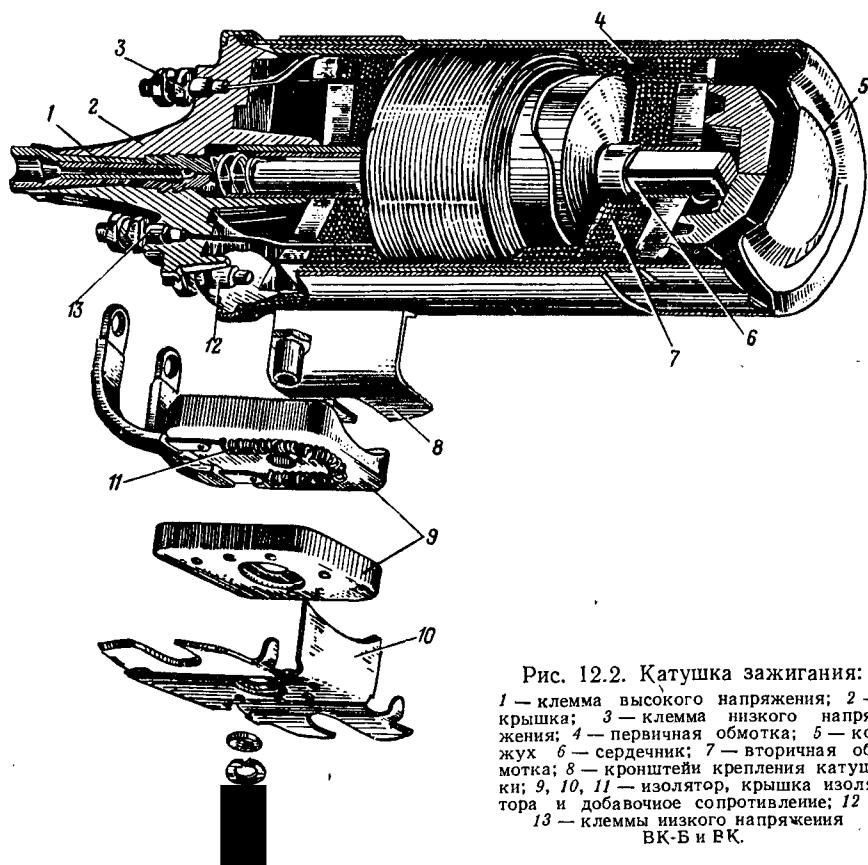


Рис. 12.2. Катушка зажигания:

1 — клемма высокого напряжения; 2 — крышка; 3 — клемма низкого напряжения; 4 — первичная обмотка; 5 — кожух; 6 — сердечник; 7 — вторичная обмотка; 8 — кронштейн крепления катушки; 9, 10, 11 — изолятор, крышка изолятора и добавочное сопротивление; 12 и 13 — клеммы низкого напряжения ВК-Б и ВК.

цилиндров с помощью резьбы, имеющейся на нижней части корпуса. Для герметичности соединения под свечи подкладываются уплотнительные шайбы. На конце провода высокого напряжения установлен наконечник с подавительным (гасящим) сопротивлением для устранения радиопомех при работе системы зажигания.

Ток высокого напряжения подводится к центральному электроду и в виде искры через зазор переходит на боковой электрод. Между центральным и боковым электродами устанавливаются следующие зазоры: для свечей А-156 0,85—1 мм, для свечей А-11У 0,8—0,95 мм (цифры 15, 11 характеризуют длину юбки свечи в мм, буква А — резьба свечи: 14×1,25).

Тепловая характеристика свечи определяется по длине юбки изолятора. Свечи с короткой юбкой лучше отводят тепло от изолятора к корпусу и называются «холодными». Более «холодные» свечи применяются для двигателей с повышенным тепловым режимом и при длительной работе их с большими нагрузками. При интенсивной эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130 летом в горных районах вместо свечей А-15Б применяются свечи А-13Б. Свечи с длинной юбкой изолятора воспринимают большее количество тепла и характеризуются сравнительно низкой теплотдачей. Они применяются для двигателей с небольшой степенью сжатия (ϵ — до 6).

Катушка зажигания (рис. 12.2) состоит из сердечника, набранного из отдельных листов электротехнической стали, изолированных между собой окалиной. На сердечник надета изоляционная втулка из электротехнического картона, на которую намотана вторичная обмотка, состоящая из 19—26 тысяч витков провода ПЭЛ диаметром от 0,07 до 0,12 мм. Вторичная обмотка одним концом соединена с первичной обмоткой, вторым — с выходной клеммой. Для усиления магнитного потока вторичной обмотки установлен кольцевой магнитопровод, собранный из двух тонкостенных цилиндров с разрезом вдоль оси. Поверх вторичной наматывается первичная обмотка из 250—400 витков провода ПЭЛ диаметром 0,72—0,86 мм. Концы первичной обмотки выведены к клеммам крышки и через прерыватель соединены с источником тока низкого напряжения. Первичная и вторичная обмотки имеют изоляционные слои и пропитываются смесью парафина с канифолью. Сердечник с обмотками помещается в стальной штампованный корпус и изолируется от него фарфоровой крышкой. Внутри катушек Б-13 и Б-102Б, установленных на машинах ЗИЛ-130, ГАЗ-53А, ЗИЛ-131, заливается трансформаторное масло, что значительно улучшает изоляцию обмоток и отвод тепла от них на корпус. Заполнение катушки трансформаторным маслом позволяет также увеличить число витков вторичной обмотки и тем самым обеспечить бесперебойное зажигание в высокооборотных двигателях с повышенной степенью сжатия при увеличенном зазоре между электродами свечи (до 1 мм).

В рабочем процессе катушки зажигания можно выделить три периода. Первый период характеризуется замыканием прерывателя первичной цепи и нарастанием в ней тока. Для достижения первичным током определенного значения требуется около 0,2 сек. Это зависит от продолжительности замкнутого состояния контактов прерывателя, которое в свою очередь зависит от числа оборотов вала двигателя.

К моменту размыкания контактов сила тока будет равна:

$$I_p = \frac{E}{R} \left(1 - e^{-\frac{R}{L} t_3} \right) = \frac{E}{R} \left(1 - e^{-\frac{k120R}{nL}} \right) a,$$

где t_3 — время, соответствующее замкнутому состоянию контактов прерывателя: $t_3 = k \frac{120}{n}$; k — отношение времени замкнутого состоя-

ния контактов к времени промежутка между искровыми разрядами (зависит от профиля кулачка прерывателя); R — сопротивление первичной цепи; L — индуктивность первичной цепи катушки, *ом·сек*; n — число оборотов двигателя, *об/мин*; i — число цилиндров двигателя.

Как видно из формулы, ток, соответствующий моменту размыкания контактов, с увеличением оборотов двигателя уменьшается.

Второй период — это размыкание первичной цепи и возникновение ЭДС высокого напряжения во вторичной обмотке. При размыкании первичной цепи сила тока в ней и магнитное поле резко снижаются до 0. Вследствие этого в первичной обмотке индуцируется ЭДС самоиндукции величиной 200—300 в, а во вторичной — 15—20 тыс. в.

Максимальное значение вторичного напряжения

$$U_{2\max} = I_p \sqrt{\frac{L}{c_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + c_2}} = \frac{E}{R} \left(1 - e^{-\frac{k120R}{nL}}\right) \sqrt{\frac{L}{c_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + c_2}},$$

где c_1 и c_2 — емкости «условных» конденсаторов, подключенных к концам первичной и вторичной обмоток; ω_1 и ω_2 — число витков первичной и вторичной обмоток.

Оно пропорционально силе первичного тока в момент размыкания и соотношению числа витков вторичной и первичной обмоток. Максимальное напряжение вторичной цепи возрастает с увеличением первичного тока, индуктивности цепи катушки, числа витков вторичной обмотки и емкости условных конденсаторов. При прочих равных условиях с увеличением оборотов напряжение во вторичной обмотке уменьшается.

Третий период — искровой разряд в свече. Искровой разряд произойдет в том случае, если величина вторичного напряжения $U_{2\max}$ превысит пробивное напряжение. Обычно пробивное напряжение лежит ниже напряжения вторичного тока. Поэтому, как только вторичное напряжение дойдет до величины пробивного, во вторичной цепи появляется электрический ток I_2 , а напряжение U_2 при этом резко падает.

Повышение вторичного напряжения может быть достигнуто за счет увеличения времени замкнутого состояния контактов, подбором катушки зажигания с наивыгоднейшим соотношением $\frac{R}{L}$ и применением вариатора. Увеличение k , характеризующего время замкнутого состояния контактов, свыше 0,65 вызывает резкие очертания профиля кулачка, а рычажок прерывателя с подвижным контактом получает значительные ускорения. Наивыгоднейшее соотношение $\frac{R}{L}$ должно удовлетворять выражению $Rt_3 = 1,26 L$.

Вариатор представляет собой спираль из сплава, сопротивление которого при нагревании увеличивается. На малых оборотах, когда время замкнутого состояния контактов значительно, первичный ток достигает максимальной величины, температура

и сопротивление вариатора резко увеличиваются, благодаря чему ток не превышает допустимой величины. Вариатор на малых оборотах защищает первичную обмотку катушки от чрезмерного повышения тока.

С увеличением числа оборотов, когда время замкнутого состояния контактов уменьшается, первичный ток не успевает достигнуть максимальной величины. Температура и сопротивление вари-

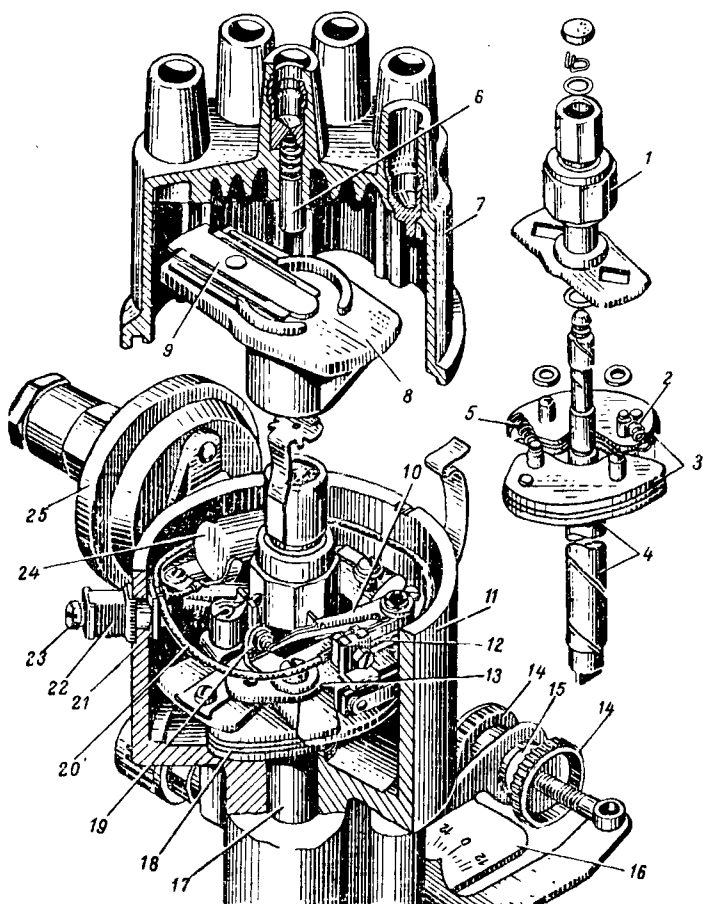


Рис. 12.3. Прерыватель-распределитель:

1 — кулачок прерывателя; 2, 5 и 3 — пружины грузиков и пластинчатые грузики центробежного регулятора; 4 — вал распределителя; 6 — центральный электрод; 7 — крышка распределителя; 8, 9 — ротор распределителя и токоразностная пластина ротора; 10 — рычажок прерывателя (молоточек); 11 — корпус распределителя; 12 — пружины рычажка прерывателя; 13 — подвижный диск; 14 — регулировочные гайки; 15 — направляющая втулка; 16 — нижняя пластина октан-корректора; 17 — втулка вала прерывателя; 18 — центробежный регулятор; 19 — кронштейн с неподвижным контактом (наковальня); 20 — провод первичной цепи; 21 и 22 — изоляторы; 23 — клемма первичной цепи; 24 — конденсатор; 25 — вакуумный регулятор опережения зажигания.

атора снижаются и напряжение, создаваемое катушкой, увеличивается.

Прерыватель-распределитель (рис. 12.3) предназначен для периодического размыкания цепи тока низкого напряжения и распределения возникающего при этом во вторичной обмотке катушки тока высокого напряжения по свечам, согласно порядку работы двигателя.

Прерыватель расположен в корпусе, где на кронштейне установлен неподвижный контакт, а на диске — подвижный контакт, который прижимается к неподвижному плоской пружиной. Параллельно контактам прерывателя включен конденсатор емкостью 0,15—0,25 мкф, уменьшающий искрение на контактах при их размыкании. Ток самоиндукции заряжает конденсатор, и исчезновение тока в первичной цепи при размыкании контактов происходит более быстро.

Распределитель расположен в верхней части прибора и состоит из крышки с контактами и ротора с токоразностной пластиной. К этой пластине ток от вторичной обмотки катушки подводится центральным электродом. Ротор устанавливается на валу распределителя, который приводится во вращение от распределительного вала двигателя. При вращении ротор передает ток через искровой промежуток к контактам крышки распределителя. Каждый контакт имеет вывод, в который вставляется наконечник провода свечи.

Включение и выключение тока в первичной цепи и в цепи контрольно-измерительных приборов производится выключателем зажигания, имеющим замок с индивидуальным ключом.

12.3. Полупроводниковая система зажигания

Контактно-транзисторная. Характерной чертой современного развития и конструктивного совершенствования тепловых двигателей является повышение степени сжатия и рабочего числа оборотов коленчатого вала двигателя. Для надежной и бесперебойной работы двигателя напряжение в системе зажигания должно с достаточным запасом превышать необходимое пробивное напряжение на всех рабочих режимах двигателя. В батарейной системе зажигания повысить вторичное напряжение можно в основном за счет увеличения тока разрыва первичной цепи I_p . Величина тока разрыва ограничивается надежностью работы контактов прерывателя и не должна превышать 5 а.

Поэтому созданы новые системы зажигания с применением полупроводников. *Полупроводниковые приборы* используются в качестве усилителя, включенного между первичной обмоткой катушки и прерывателем. Они уменьшают ток в момент размыкания контактов прерывателя при одновременном увеличении тока в первичной обмотке катушки зажигания.

Полупроводниковая система зажигания не имеет недостатков, присущих батарейному зажиганию, таких, например, как сниже-

ние вторичного напряжения с увеличением числа оборотов и числа цилиндров двигателя, сравнительно малая долговечность контактов прерывателя и потребность их в периодической зачистке.

В контактно-транзисторной системе зажигания (рис. 12.4) при сохранении механических размыкаемых контактов в первичную

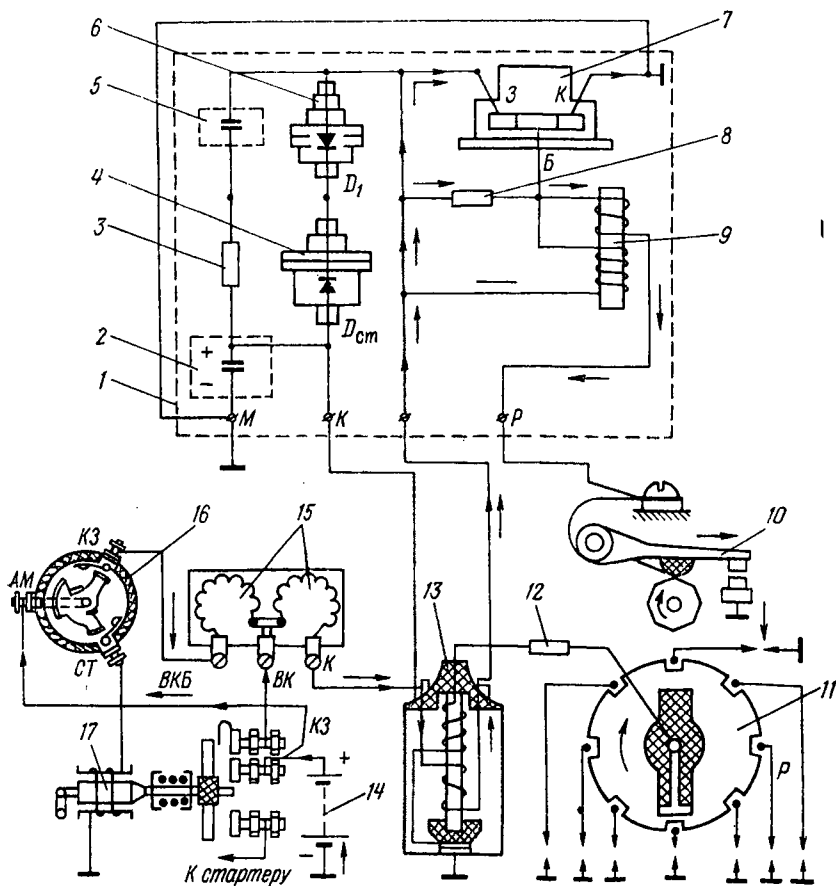


Рис. 12.4. Принципиальная схема контактно-транзисторной системы зажигания:

1 — транзисторный коммутатор ТК102; 2 и 5 — конденсаторы 50 мкф и 1 мкф; 3, 8 и 12 — резисторы сопротивлением 200м, 200 ом и $R_{под}$; 4 и 6 — диод и диод-стабилитрон; 7 — транзистор, 9 — импульсный трансформатор ИТ; 10 — прерыватель; 11 — распределитель; 13 — катушка зажигания; 14 — аккумуляторная батарея; 15 — добавочные резисторы; 16 — выключатель зажигания; 17 — тяговое реле стартера.

цепь включены транзисторы. Ток в первичной цепи включен через транзистор, минуя контакты прерывателя, через которые проходит лишь небольшой ток (0,3—0,8 а), управляющий транзистором. В момент замыкания контактов прерывателя ток в цепи управления транзистором идет по пути: положительная клемма аккумулятора-

ной батареи — зажим тягового реле стартера — выключатель зажигания — два добавочных регистра — первичная обмотка катушки зажигания — зажим транзисторного коммутатора. Далее ток разветвляется на три параллельных потока: на вторичную обмотку импульсного трансформатора, на добавочное сопротивление (резистор) и на эмиттер и базу транзистора. Отсюда ток проходит по первичной обмотке импульсного трансформатора, идет к замкнутым контактам прерывателя на массу и к отрицательной клемме аккумуляторной батареи. За счет прохождения тока управления через переход база — эмиттер транзистора сопротивление перехода эмиттер — коллектор резко снижается, и транзистор открывается, включая цепь рабочего тока низкого напряжения первичной цепи катушки.

Путь рабочего тока низкого напряжения: положительная клемма аккумуляторной батареи — зажим тягового реле стартера — выключатель зажигания — добавочные резисторы — первичная обмотка катушки зажигания — эмиттер и коллектор транзистора — масса — отрицательная клемма аккумуляторной батареи.

Таким образом, при замкнутых контактах прерывателя на базу транзистора подается отрицательное напряжение и он запирается. Особенностью транзистора является то, что он пропускает большой ток в первичной цепи системы зажигания (до 7 а), причем только при замкнутой управляющей цепи, проходящей через контакты прерывателя.

При размыкании контактов прерывателя ток в цепи управления транзистором прерывается, транзистор запирается и ток в первичной цепи зажигания прерывается. В момент прерывания тока управления в первичной и вторичной обмотках импульсного трансформатора индуцируется ЭДС самоиндукции. Импульс ЭДС самоиндукции вторичной обмотки трансформатора, действуя в направлении, противоположном рабочему току в цепи транзистора, ускоряет прерывание рабочего тока в первичной цепи зажигания. Резкое прерывание тока в первичной обмотке, как и при обычном батарейном зажигании, вызывает индуктирование тока высокого напряжения во вторичной обмотке катушки (от 17 до 30 тыс. в), который поступает к распределителю и далее на свечи зажигания и по массе возвращается во вторичную обмотку. Для защиты транзистора от пробоя токами самоиндукции первичной цепи (ЭДС до 200 в) параллельно первичной обмотке катушки включен кремниевый стабилитрон, пробиваемый при более низком напряжении (до 100 в), чем то, которое опасно для транзистора.

В первичную цепь включены конденсатор (1 мкф) и сопротивление, сокращающее потери в транзисторе от нагревания в момент его записания. Кроме того, параллельно транзистору включен второй конденсатор (50 мкф), предохраняющий систему от возможного случайного повышения напряжения.

При контактно-транзисторной системе прерыватель не имеет конденсатора, так как с уменьшением тока, прерываемого контактами, исключается искрообразование. В катушке зажигания изме-

нены обмоточные данные и один конец вторичной обмотки выведен непосредственно на массу.

Повышение вторичного напряжения увеличивает пробивную силу искры, благодаря чему облегчается холодный пуск двигателя и обеспечивается его бесперебойная работа на больших оборотах.

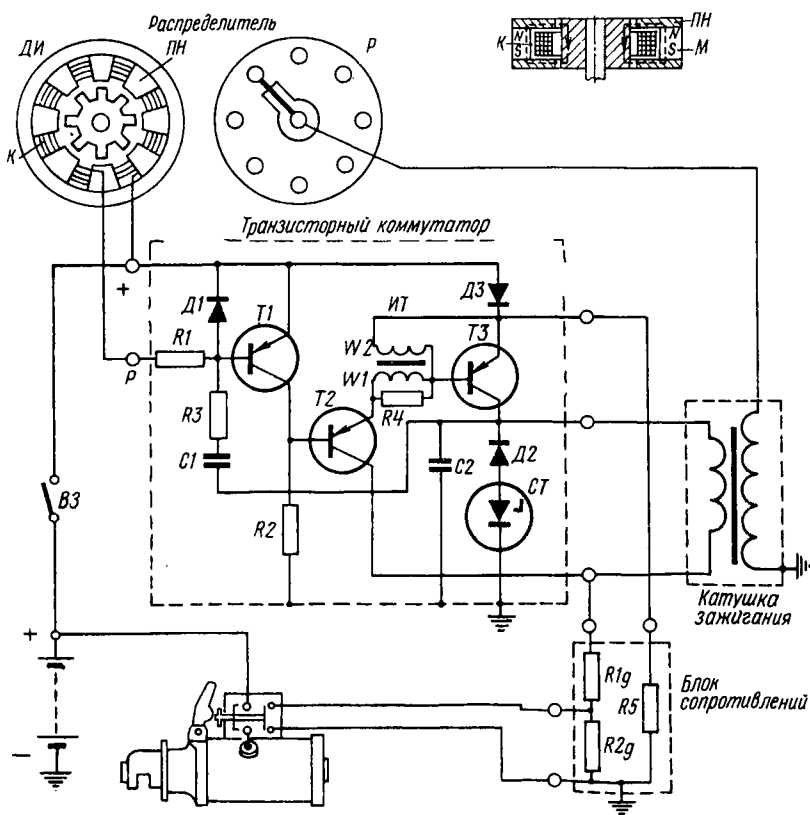


Рис. 12.5. Схема полупроводниковой системы зажигания:

ДИ — импульсный генератор (датчик импульсов); ПН — полюсные наконечники с восемью выступами; К — кольцевая катушка (обмотка датчика импульсов); Т1, Т2, Т3 — германиевые транзисторы; Д1, Д2, Д3 — диоды; СТ — стабилитрон; W1 и W2 — первичная и вторичная обмотки импульсного трансформатора; C1 и C2 — конденсаторы; R1, R2, R3 — сопротивления; R1д, R2д — добавочные сопротивления.

Бесконтактная транзисторная. Бесконтактная транзисторная система является более совершенной и надежной системой зажигания по сравнению с рассмотренными выше. В ней прерыватель заменен импульсным генератором (датчиком импульсов) с полупроводниковым усилителем. Благодаря этому в первичной цепи катушки зажигания ток получается прерывистым. Замыкание и размыкание первичной цепи катушки зажигания осуществляется

транзисторным коммутатором, но сам процесс индуктирования высокого напряжения остается прежним.

На рис. 12.5 представлена схема бесконтактной полупроводниковой системы зажигания на германиевых транзисторах для восьмицилиндровых двигателей. Система зажигания состоит из датчика импульсов, транзисторного коммутатора (усилителя), специальной катушки зажигания, блока сопротивлений и распределителя тока высокого напряжения (обычной конструкции). В распределитель зажигания вместо прерывателя встроен датчик импульсов магнитоэлектрической системы. Электрические импульсы датчика усиливаются двухкаскадным усилителем на транзисторах (триодах) и управляют открытием и закрытием мощного транзистора $T3$, включенного в первичную цепь катушки зажигания. Статор датчика импульсов включает кольцеобразный магнит, намагниченный в осевом направлении и снабженный полюсными наконечниками, имеющими восемь выступов. Между наконечниками располагается обмотка датчика в виде кольцевой катушки K .

Ротор, изготовленный из стали в форме восьмиконечной звезды, вращается между выступами полюсных наконечников. Магнитный поток замыкается через ротор и пронизывает витки катушки. В процессе вращения звездочки магнитное сопротивление и магнитный поток по величине периодически изменяются. Пульсация магнитного потока индуктирует в обмотке датчика ЭДС приблизительно синусоидальной формы. При этом за один оборот ротора индуктируемая ЭДС делает восемь периодов. Транзисторный коммутатор имеет три транзистора, работающие в режиме переключения, три диода и один стабилитрон.

При неработающем двигателе, но при включенном зажигании, когда датчик импульсов неподвижен, ЭДС в его обмотке равна нулю. База транзистора через обмотку датчика и сопротивление $R1$ соединена с эмиттером накоротко. Так как напряжение на эмиттерном переходе близко к нулю, транзистор закрыт. Через сопротивление $R2$ в данный период проходит небольшой ток базы транзистора $T2$, падение напряжения на сопротивлении незначительно и потенциал базы транзистора оказывается близким к потенциалу отрицательного полюса аккумуляторной батареи. В то же время эмиттер транзистора $T2$ соединен через обмотки $W1$ и $W2$ импульсного трансформатора и диод $D3$ с положительным полюсом батареи. Таким образом, к эмиттерному переходу транзистора $T2$ приложено напряжение в прямом направлении, и транзистор открыт. Ток, проходящий через открытый транзистор $T2$, создает падение напряжения во вторичной обмотке $W2$ импульсного трансформатора. Благодаря этому к эмиттерному переходу транзистора $T3$ прикладывается положительное напряжение, транзистор открывается и пропускает ток в первичную обмотку катушки зажигания. Такое состояние системы бесконтактного зажигания соответствует замкнутым контактам прерывателя в системе батарейного зажигания. В данном случае путь первичного тока проходит через положительный полюс аккумуляторной батареи — выключатель зажи-

гания — диод $D3$ — открытый транзистор $T3$ — первичную обмотку катушки зажигания — добавочные сопротивления $R1_d$ и $R2_d$ на массу машины и минусовую клемму батареи. Максимальная величина тока в первичной обмотке катушки достигает 6,5—7,5 а.

Когда двигатель пущен в ход и датчик импульсов работает, при отрицательном полупериоде, напряжение датчика вычитается из напряжения батареи, и потенциал зажима P становится меньше потенциала плюсового зажима. К эмиттерному переходу транзистора $T1$ приложено положительное напряжение, и он открывается. Так как сопротивление открытого транзистора небольшое, то падение напряжения в нем меньше, чем в диоде $D3$ от тока, проходящего через сопротивление $R5$. При этом потенциал транзистора $T2$ становится выше потенциала его эмиттера, и транзистор $T2$ закрывается отрицательным напряжением эмиттерного перехода. Прерывание тока в первичной обмотке импульсного трансформатора $W1$, шунтированной сопротивлением $R4$ и ранее открытым транзистором $T2$, индуцирует во второй обмотке трансформатора $W2$ ЭДС, которая и создает на эмиттерном переходе транзистора $T3$ отрицательное напряжение. Благодаря этому транзистор «активно» закрывается, прерывая ток в первичной обмотке катушки зажигания. Такое состояние бесконтактной системы зажигания соответствует размыканию контактов прерывателя батарейного зажигания.

Мощный транзистор $T3$ предохраняется от пробоя чрезмерно большой ЭДС самоиндукции первичной обмотки катушки зажигания стабилитроном St и диодом $D2$, включенным параллельно данной обмотке.

В дальнейшей работе датчика во время положительного полупериода, когда его напряжение складывается с напряжением батареи и потенциал зажима P становится выше потенциала зажима «плюс», ток датчика замыкается через диод $D1$ и на эмиттерном переходе транзистора $T1$ создается отрицательное напряжение. Транзистор $T1$ активно закрывается, а транзисторы $T2$ и $T3$ открываются. При вращении датчика импульсов процесс периодически повторяется, обеспечивая активное закрытие всех транзисторов.

При пуске двигателя в ход секция добавочного сопротивления $R2_d$ замыкается накоротко включателем стартера, чем обеспечивается повышение напряжения тока зажигания. Обратная связь в виде цепочки сопротивления $R3$ и конденсатора $C1$ при малом числе оборотов датчика также повышает напряжение, улучшая режим пуска.

Опережение зажигания выражается в следующем. КПД двигателя повышается, если наибольшее давление газов в цилиндре совпадает с началом рабочего хода. А наибольшее давление получается в конце сгорания рабочей смеси. Так как сгорание смеси происходит не мгновенно, а в течение определенного времени, то ее нужно зажигать до прихода поршня в ВМТ. Если воспламенить смесь в момент нахождения поршня в ВМТ, то она будет сгорать в период рабочего хода, что приведет к снижению мощности и эко-

номичности двигателя. При слишком раннем зажигании давление газов достигает большой величины до прихода поршня в ВМТ и будет противодействовать перемещению поршня, уменьшая мощность двигателя. Рабочая смесь должна воспламеняться до прихода поршня в ВМТ с таким расчетом, чтобы сгорание ее закончилось к моменту, когда поршень отойдет от ВМТ на расстояние, соответствующее 3—5° поворота коленчатого вала. Угол, на который повернется коленчатый вал от момента воспламенения смеси до прихода поршня в ВМТ, называется *углом опережения зажигания*. Величина наиболее выгодного угла опережения зажигания зависит от скорости движения поршня (числа оборотов вала двигателя), нагрузки двигателя (открытие дроссельной заслонки), состава рабочей смеси, сорта топлива и др. Опережение зажигания прямо пропорционально числу оборотов двигателя и обратно пропорционально скорости сгорания. Скорость сгорания в свою очередь зависит от давления смеси в конце сгорания (степени сжатия), состава смеси и сорта топлива. Опережение зажигания составляет 20—40° поворота коленчатого вала.

В связи с тем что при движении машины число оборотов и нагрузка на коленчатый вал периодически изменяются, необходимо соответственно изменять и величину угла опережения зажигания. Для автоматического регулирования опережения зажигания устанавливаются центробежный и вакуумный регуляторы.

Центробежный регулятор служит для изменения угла опережения зажигания в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя. На валике прерывателя-распределителя жестко закреплена ведущая планка со штифтами, которые являются осями для двух грузиков с пружинами. Кулачковая муфта напрессована на втулку, свободно посаженную на верхний конец валика и жестко соединенную с фасонной ведомой пластиной. Пластина своими отверстиями установлена на штифты грузиков регулятора. При увеличении числа оборотов коленчатого вала грузики под действием центробежной силы расходятся, преодолевая натяжение пружин, и своими штифтами поворачивают фасонную пластину с кулачковой муфтой вперед по ходу вращения валика. Контакты прерывателя размыкаются раньше, увеличивая тем самым угол опережения зажигания. В бесконтактной полупроводниковой системе зажигания центробежный регулятор воздействует на ротор (звездочку) датчика импульсов, смещая его относительно приводного вала по направлению вращения.

Вакуумный регулятор изменяет угол опережения зажигания в зависимости от нагрузки двигателя. Регулятор состоит из корпуса, пружины и диафрагмы, соединенной посредством тяги с подвижным диском прерывателя. Полость регулятора при помощи трубки сообщается с задрросельным пространством карбюратора. При небольших нагрузках, когда дроссель прикрыт, за дросселем получается большое разрежение и диафрагма, преодолевая сопротивление пружины, выгибается наружу, увлекая за собой тягу. Подвижной диск при этом повернется навстречу вращению ку-

лачковой муфты, размыкание контактов прерывателя произойдет раньше и угол опережения зажигания увеличится.

В бесконтактной системе зажигания вакуумный регулятор с увеличением разрежения поворачивает статор датчика относительно корпуса распределителя навстречу вращению ротора.

Октан-корректор служит для ручной установки опережения зажигания в зависимости от сорта топлива. Это приспособление состоит из двухсторонней шкалы, прикреплённой к блоку двигателя, и специального поворачивающего устройства, которое воздействует на корпус прерывателя. Поворотом корпуса прерывателя в ту или иную сторону изменяется опережение зажигания в пределах $\pm 12^\circ$ в зависимости от октанового числа топлива.

12.4. Зажигание от магнето

Магнитоэлектрическая машина — магнето — вырабатывает ток низкого напряжения и преобразует его в ток высокого напряжения, который распределяется по свечам зажигания. По конструкции различают: 1) магнето с вращающимся магнитом и неподвижными обмотками и 2) магнето с вращающимися обмотками и неподвижным магнитом. Наибольшее распространение на пусковых двигателях тракторных дизелей получило магнето первого вида (рис. 12.6).

На валу магнето установлены постоянный магнит и прерыватель тока низкого напряжения с конденсатором. Сердечник, закреплённый на стойках, имеет первичную и вторичную обмотки. Если магнето предназначено для многоцилиндрового двигателя, оно имеет распределитель тока высокого напряжения. Первичная обмотка состоит из 150—200 витков изолированной проволоки диаметром 0,7—0,9 мм. Один конец ее соединен с сердечником (массой), другой — с неподвижным контактом прерывателя. Подвижный контакт соединен с массой посредством пружины, которая прижимает его к неподвижному контакту. На торце валика установлена кулачковая муфта, которая во время вращения размыкает контакты прерывателя. Поверх первичной обмотки на сердечник наматывается вторичная обмотка, состоящая из 11—12 тысяч витков проволоки диаметром 0,07—0,09 мм. Один ее конец присоединен к первичной обмотке и через нее — на массу, второй — к контактной пластине тока высокого напряжения.

При вращении магнита между стойками в сердечнике возникает переменный по величине и направлению магнитный поток. Вследствие изменения магнитного потока в обмотках катушки индуктируется ток напряжением в первичной обмотке 12—20 в, а во вторичной — 12—20 тыс. в.

За один оборот ЭДС дважды достигает своего максимума — при 90° и 270° поворота магнитов. При 0° (360°) и 180° , когда скорость изменения магнитного потока равна 0, ЭДС равна 0. При замкнутых контактах ЭДС E_1 , индуктируемая в первичной обмотке, создает первичный ток I_1 , который достигает максимальной ве-

личины несколько позже максимума E_1 , т. е. позже 90 и 270°. Такое отставание объясняется явлением самоиндукции первичной обмотки. Величина первичного тока в данном случае находится в следующей зависимости:

$$I_1 = \frac{E_1}{\sqrt{R_1^2 + (2\pi fL)^2}} a,$$

где $E_1 = B_n - \text{ЭДС}$, пропорциональная числу оборотов (B_n — коэффициент пропорциональности); R_1 — активное сопротивление пер-

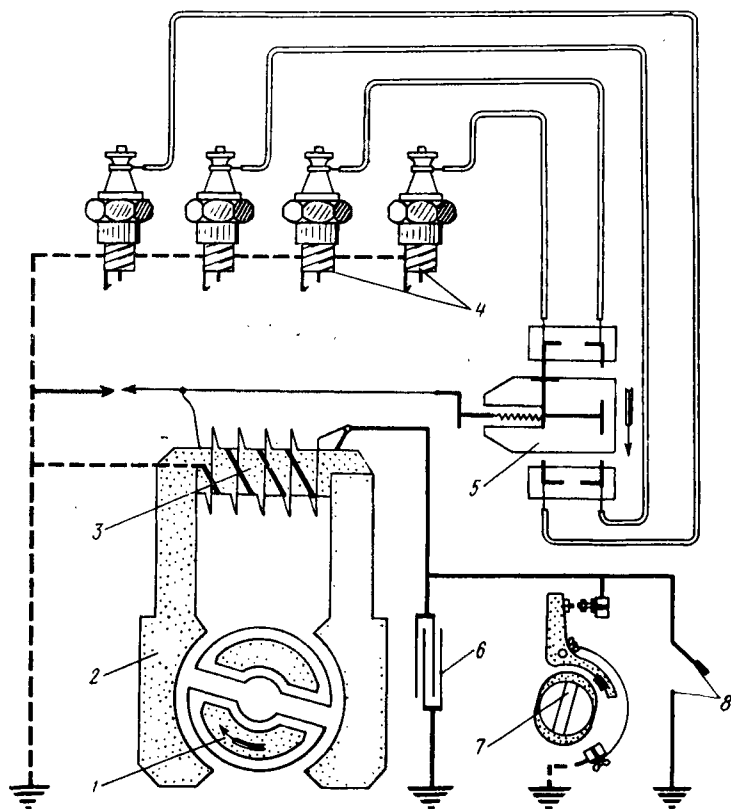


Рис. 12.6. Схема зажигания от магнето высокого напряжения:

1 — вращающиеся магниты; 2 — боковые стойки; 3 — индукционная катушка; 4 — свечи; 5 — распределитель; 6 — конденсатор; 7 — прерыватель; 8 — выключатель зажигания.

вичной обмотки; $2\pi fL$ — индуктивное сопротивление первичной обмотки.

Когда I_1 достигает максимума, прерыватель размыкает первичную цепь, и во вторичной обмотке индуцируется ток высокого напряжения, поступающий к свечам. Это происходит дважды за оборот двухполюсного вращающегося магнита.

Максимальная величина вторичного напряжения определяется из выражения, применимого при батарейном зажигании:

$$U_{2\max} = \frac{Bn}{\sqrt{R_1^2 + (2\pi fL)^2}} \cdot \sqrt{\frac{L}{c_1\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + c_2}} \text{ в.}$$

Максимальное напряжение вторичного тока, как и при батарейном зажигании, изменяется пропорционально первичному току I_p . Однако при зажигании от магнето в отличие от батарейного зажигания первичный ток, а следовательно, и вторичное напряжение с увеличением числа оборотов увеличиваются. Наибольшего значения ток в первичной цепи достигает тогда, когда ротор магнето повернется от своего центрального положения на $8-10^\circ$. Этот угол называется *абрисом магнето* и для каждого магнето устанавливается опытным путем. Магнето обеспечивает интенсивное и надежное искрообразование при скорости вращения ротора 120—150 и выше *об/мин*. При пуске двигателя от руки ротор магнето вращается медленно, и ЭДС во вторичной обмотке оказывается недостаточной для создания в свече разряда. Поэтому в магнето вводится специальное устройство «импульс-стартер» — ускорительная муфта, снабженная сильной пружиной.

Для двигателей, у которых при пуске вал прокручивается шнуром с достаточной скоростью, пусковой ускоритель не применяется, вместо него устанавливается *муфта опережения зажигания*. Муфта обеспечивает изменение момента зажигания в зависимости от оборотов коленчатого вала. Она воздействует на ротор магнето, который с увеличением числа оборотов поворачивается в сторону вращения, увеличивая опережение зажигания (при 1700—2000 *об/мин* на $16-18^\circ$).

12.5. Неисправности системы зажигания

Неисправности системы зажигания и ее приборов проявляются в недостаточной мощности искрового разряда, иногда в полном отсутствии искры между электродами свечи. Из-за этого затрудняется пуск двигателя, появляются перебои в его работе, а также возможна самопроизвольная остановка двигателя.

Для установления причин неисправностей проверяются цепи тока низкого и высокого напряжения, присоединение проводов, состояние контактов прерывателя и зазоры в них, исправность свечей, катушки зажигания, выключателя зажигания и конденсатора. Глубокая проверка технического состояния и регулировка аппаратов зажигания производится на специальных стендах СПЗ.

Провода следует предохранять от соприкосновения с горячими частями двигателя и сильных перегибов. В проводах может произойти обрыв изоляции и замыкание тока на массу, окисление наконечников и неплотный их контакт со свечами, катушкой и распределителем.

К неисправностям свечей относится их загрязнение, нарушение

ние нормальной величины зазора между электродами, появление трещин на изоляторе, поломка электрода.

В прерывателе-распределителе может иметь место замасливание или обгорание контактов, нарушение зазора между ними, заедание грузиков центробежного регулятора, неплотное соединение трубки вакуумного регулятора, неправильная установка угла опережения зажигания.

Замасленные контакты прерывателя-распределителя протираются тканью, смоченной в бензине, а окисленные — очищаются надфилем. Величину зазоров лучше устанавливать по углу замкнутого состояния контактов. Зазор проверяется с помощью плоского или проволочного щупа толщиной 0,6—0,7 мм.

12.6. Система освещения, световой сигнализации и контрольно-измерительные приборы

Электрические приборы автомобилей и тракторов. Для безопасной работы в темное время суток автомобили, тракторы и локомотивы оборудуются передними и задними фарами (прожекторами). К приборам освещения также относятся контрольные лампы, лампы внутреннего освещения и устройства для их включения.

Фара состоит из корпуса и оптического элемента с двухнитевой электрической лампой для дальнего и ближнего света. Полуразборный герметизированный элемент состоит из отражателя (рефлектор), рассеивателя (стекло фары) и патрона с контактной колодкой.

На щитке приборов устанавливаются контрольные лампы: лампа с красным светофильтром, сигнализирующая об аварийном перегреве охлаждающей жидкости; лампа зарядки аккумуляторной батареи, которая загорается при включении зажигания и горит до включения контактов реле обратного тока, т. е. до момента начала зарядки батареи; лампа дальнего света; лампа с зеленым светофильтром, сигнализирующая о включении указателей поворота.

Кроме контрольных ламп, на щитке располагаются указатели контрольных приборов.

Амперметр, включенный в цепь последовательно, показывает степень зарядки и разрядки аккумуляторных батарей.

Указатель уровня топлива в баке (рис.12.7) состоит из датчика, расположенного на топливном баке, и электромагнитного приемника, установленного на щитке приборов. В корпусе датчика имеется реостат, ползун которого входит в контакт с обмоткой сопротивления, а рычаг связан с поплавком. При отсутствии или малом количестве топлива в баке поплавок находится внизу и реостат в цепь не включен — стрелка на указателе отклоняется влево к нулю. При полном баке поплавок поднимается вверх и стрелка отклоняется вправо (полный бак).

Указатель температуры охлаждающей жидкости представляет собой магнитоэлектрический термометр. В корпусе указателя размещены три неподвижные катушки, создающие магнитное поле, в котором вращается постоянный магнит, имеющий на конце стрел-

ку указателя. Датчик, выполненный в виде латунного баллона с термосопротивлением внутри, вворачивается в гнездо головки блока цилиндров. При изменении температуры охлаждающей жидкости изменяется сопротивление датчика и соответственно величина тока в катушке, соединенной с ним. В связи с этим изменяется результирующее магнитное поле, и стрелка указателя, связанная с магнитом, движется по шкале.

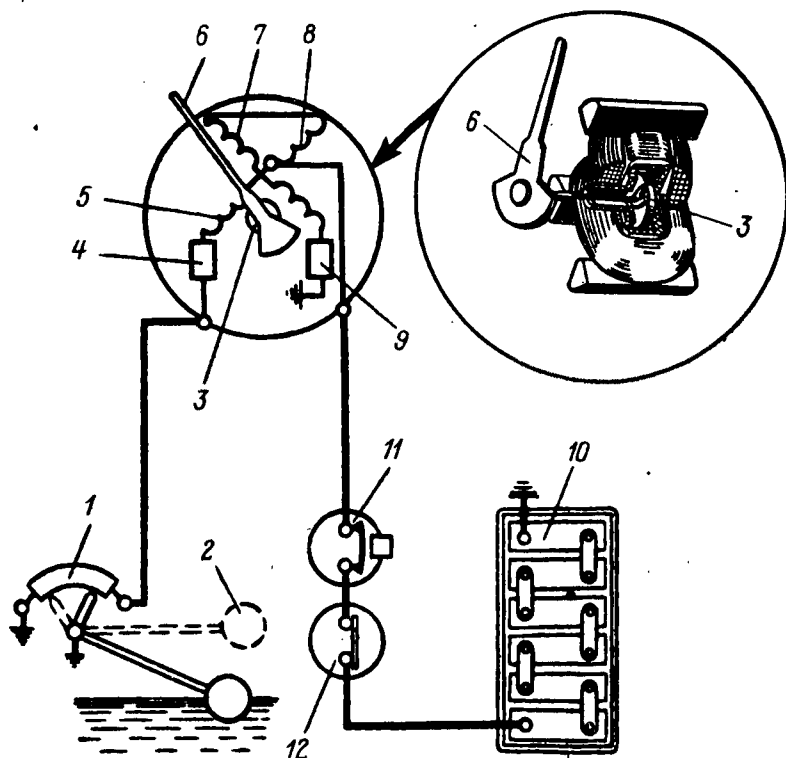


Рис. 12.7. Схема электромагнитного указателя уровня топлива:
1 — реостат; 2 — поплавок; 3 — постоянный магнит; 4 и 9 — сопротивления; 5, 7 и 8 — обмотки катушки; 6 — указательная стрелка; 10 — аккумуляторная батарея; 11 — предохранитель; 12 — выключатель зажигания.

Электротепловой импульсный указатель давления масла состоит из датчика и приемника (рис. 12.8). В корпусе датчика установлена латунная мембрана (диафрагма), в которую упирается бронзовая пластина с контактом. Последний соприкасается с контактом биметаллической пластины, имеющей обмотку из константовой проволоки. В корпусе приемника также закреплена биметаллическая пластина со стрелкой-указателем. При включенном зажигании через обмотки датчика и приемника проходит ток, нагревающий биметаллические пластины. Под влиянием нагрева пластины деформируются и периодически размыкают контакты. При воз-

растании давления масла нагрев и деформация биметаллической пластины увеличиваются, и стрелка указывает на шкале соответствующее давление. При снижении давления биметаллическая пластина возвращается в исходное положение.

Электрическая аппаратура тепловозов. Устанавливаемые на тепловозах аппараты предназначены для управления электрическими машинами, для замыкания и размыкания электрических цепей, защиты оборудования от опасных режимов.

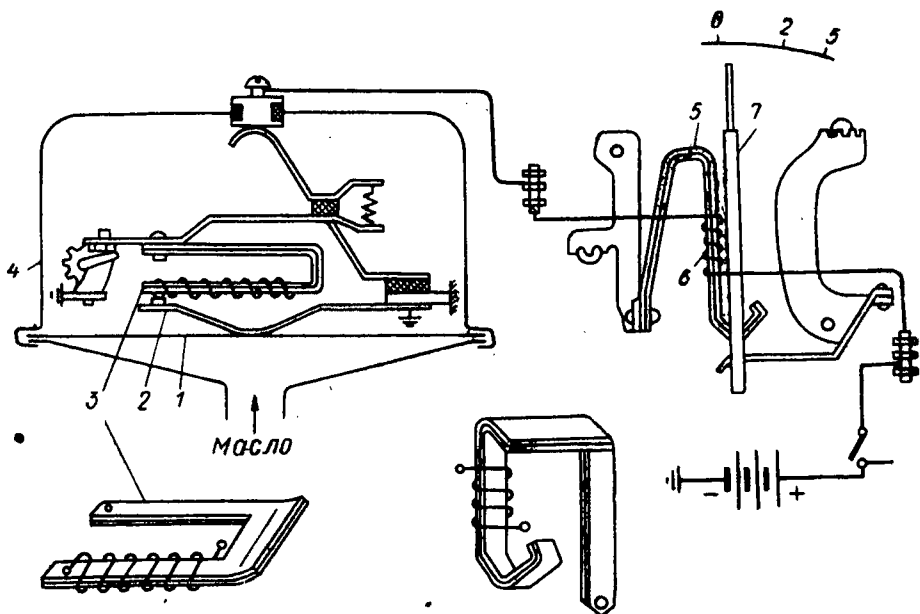


Рис. 12.8. Схема электроимпульсного указателя давления масла:

1 — диафрагма; 2 — бронзовая пластина; 3 — биметаллическая пластина датчика; 4 — корпус датчика; 5 — биметаллическая пластина приемника; 6 — обмотка; 7 — указательная стрелка.

Для управления тепловозом служит *контроллер машиниста*. Он состоит из контакторного (кулачкового) элемента, главного и реверсивного валов, узлов блокировки, корпуса и двух рукояток управления (рис. 12.9). При помощи реверсивной рукоятки изменяется направление движения тепловоза, а посредством главной выполняются переключения в цепях управления, которые обеспечивают трогание с места, регулирование скорости и силы тяги тепловоза, а также изменение числа оборотов вала дизеля. Контроллеры, устанавливаемые на различных тепловозах, отличаются количеством кулачковых элементов, последовательностью замыкания их (разверткой) и числом позиций рукояток. Для замыкания и размыкания электрических цепей применяются контакторы с дистанционным управлением включения и выключения контактов. На тепловозах получили распространение электромагнитные контакторы (при значениях токов в цепи до 400 а), в которых для перемещения

контактов используется электромагнит, а также электропневматические (при значениях токов в цепи более 500—600 а). Электромагнитные контакторы постоянного тока применяются в цепях возбуждения генератора и возбуждителя, вспомогательного генератора и зарядки аккумуляторной батареи, в цепи электрического пуска дизеля и для шунтирования обмотки возбуждения тягового электродвигателя.

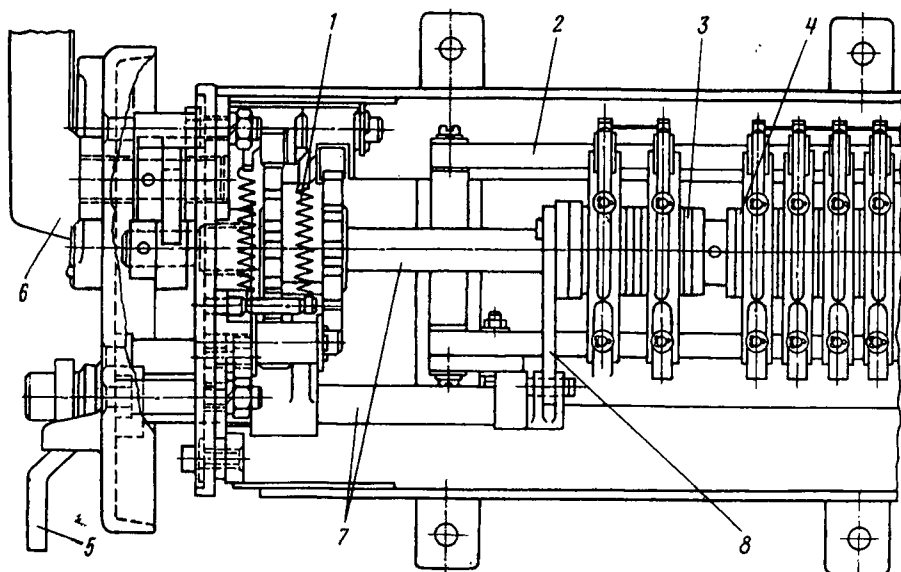


Рис. 12.9. Контроллер машиниста:

1 — пружина фиксирующего механизма; 2 — рейка; 3 — реверсивный барабан; 4 — главный барабан; 5 — реверсивная рукоятка; 6 — главная рукоятка; 7 — валы; 8 — тяга реверсивного барабана.

Переключение обмоток возбуждения тяговых электродвигателей, изменяющее направление движения тепловоза, производится с помощью реверсоров барабанного или кулачкового типа с диафрагменным приводом. При большом числе параллельно включенных тяговых электродвигателей для ослабления магнитного поля целесообразно применять *групповые контакторы*.

Электропневматические вентили служат для дистанционного управления пневматическим приводом реверсоров, контакторов, групповых переключателей, регулятора дизеля, реверсора и др.

Для автоматического выполнения заданных переключений в электрических цепях управления при определенных значениях напряжения, тока, давления и других величин применяются реле. Например, *реле перехода* обеспечивает автоматическое переключение тяговых электродвигателей с одного соединения на другое, а также на режим ослабленного или полного магнитного поля; *реле заземления* служит для защиты силовой цепи от замыкания на корпус;

реле буксования применяется в электрических схемах для защиты тяговых электродвигателей при буксовании колес тепловоза и сигнализации об этом машинисту; *реле обратного тока* обеспечивает нормальную совместную работу аккумуляторной батареи и вспомогательного генератора; *реле управления* (промежуточное реле) предназначено для дистанционного управления цепями малой мощности.

На тепловозах применяются три вида сопротивлений: ленточные, проволочные и трубчатые. *Ленточные фехрелевые сопротивления* устанавливаются в цепях, рассчитанных на значительные токи (свыше 20 а), т. е. в цепи зарядки батареи, шунтирования обмоток возбуждения тяговых электродвигателей и др.

Трубчатые эмалированные сопротивления (константановая или нихромовая проволока, намотанная на керамическую трубку) рассчитаны на мощность 50—150 вт и используются как постоянные добавочные сопротивления. Они выполняются и как регулируемые сопротивления.

Надежность работы тепловозов и других тяговых машин с электропередачей в большой степени зависит от исправности электрооборудования и правильной настройки его отдельных узлов и аппаратов. Поэтому необходимо периодически проверять состояние электрооборудования. Прочность изоляции после ремонта электрооборудования испытывается измерением ее сопротивления. Если сопротивление изоляции окажется ниже нормы, то производится сушка электрических машин при движении тепловоза на малой скорости, т. е. с небольшим током.

ГЛАВА 13. ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ

13.1. Общие положения

Одно из основных требований, предъявляемых к тепловому двигателю, — легкость пуска. Чтобы запустить двигатель, необходимо создать условия для испарения бензина или распыливания дизельного топлива, обеспечивающие получение легко воспламеняющейся горючей смеси. При пуске осуществляется принудительное прокручивание коленчатого вала до получения первых вспышек. Пусковое число оборотов карбюраторных двигателей изменяется в пределах 40—60 об/мин, с этой скоростью вал должен сделать 4—6 оборотов. Пусковое число должно обеспечивать: образование в конце хода сжатия рабочей смеси, находящейся в пределах воспламеняемости ($\alpha = 1,25 \div 1,30$), для чего в карбюраторе нужно иметь меньшее соотношение воздуха и топлива ($\alpha = 0,8$); получение таких температур, давлений и завихрений смеси, при которых работа газов после первых вспышек была бы достаточной для разгона коленчатого вала до минимального числа оборотов устойчивой работы двигателя; получение интенсивности искры, достаточной для воспламенения смеси. Прокручивание вала с малыми скоростями приводит к большим утечкам газов и потерям тепла, в связи с чем снижается возможность получения первых вспышек.

Завести дизель значительно труднее, чем карбюраторный двигатель. Пусковое число оборотов дизеля находится в пределах 150—200 об/мин, и с этой скоростью вал должен сделать 9—16 оборотов. Воспламенение заряда дизеля обуславливается величиной температуры конца сжатия, которая может быть повышена увеличением числа оборотов при пуске. С точки зрения легкости пуска на первом месте стоят однокамерные дизели. На величину пускового числа оборотов дизеля влияют: угол опережения подачи и количество впрыскиваемого топлива; физико-химические свойства топлива; температура окружающего воздуха и воды в системе охлаждения. Например, при подаче топлива за цикл 25 г/м³ пусковое число составляет 220 об/мин, при подаче 30 г/м³ — 100 об/мин, при подаче 36 г/м³ — 75 об/мин.

При подаче больших доз топлива улучшается его распыливание и обеспечивается пуск, при подаче малых доз давление первых вспышек оказывается недостаточным для преодоления сопротивлений пуску.

Для осуществления пуска предусматриваются различные пус-

ковые устройства, предназначенные для прокручивания вала, а также для облегчения прокручивания и получения первых вспышек. Коленчатый вал прокручивается заводной рукояткой, электрическим, пневматическим или инерционным стартером, а также с помощью пускового карбюраторного двигателя. Прокручивание вала облегчается, и нужный состав смеси обеспечивается путем подогрева поступающего в цилиндры воздуха (или смеси), прогревом блока цилиндров, жидкости в системе охлаждения и масла в картере двигателя.

Энергия, подводимая для пуска двигателя, расходуется на преодоление работы сил трения, приведение в движение вспомогательных механизмов, совершение ходов впуска и выпуска или процесса газообмена (в двухтактных двигателях), сообщение кинетической энергии движущимся массам и преодоление в начальный период пуска работы на сжатие смеси (или воздуха).

Мощность пускового устройства определяется из выражения

$$N_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}} n_{\text{п}}}{716,2} \text{ л. с.},$$

где $M_{\text{п}}$ — момент сопротивления двигателя, который нужно преодолеть при вращении коленчатого вала; $n_{\text{п}}$ — пусковое число оборотов.

Момент сопротивления пуску (пусковой момент) складывается из момента сил трения $M_{\text{т}}$, момента $M_{\text{ж}}$, обеспечивающего разгон движущихся масс двигателя до пускового числа оборотов, и момента преодоления сопротивления от компрессии в начальный период пуска $M_{\text{к}}$:

$$M_{\text{п}} = M_{\text{т}} + M_{\text{ж}} + M_{\text{к}} \text{ кгм.}$$

Момент сил трения

$$M_{\text{т}} = 716,2 \frac{p_{\text{т}} V_{\text{s}}}{225 \tau} \text{ кгм.},$$

где $p_{\text{т}}$ — условное среднее давление трения, кг/см^2 .

По мере понижения температуры абсолютная вязкость масла резко возрастает и среднее давление трения значительно увеличивается.

Момент, обеспечивающий разгон движущихся масс двигателя,

$$M_{\text{ж}} = \frac{\theta \omega}{t} = A \frac{G_{\text{м}} D_{\text{м}}^2}{4g} \cdot \frac{\omega}{t} \text{ кгм.},$$

где $G_{\text{м}} D_{\text{м}}$ — маховый момент двигателя; ω — угловая скорость вала, $1/\text{сек}$; t — время разгона вала; A — постоянная величина (1,1—1,32).

Момент преодоления сопротивления от компрессии

$$M_{\text{к}} = 5 p_{\text{тк}} V_{\text{h}} \text{ кгм.},$$

где $p_{\text{т}}$ — максимальное значение тангенциальной силы, отнесенной к 1 см^2 площади поршня, кг/см^2 ; V_{h} — литраж одного цилиндра.

В конце такта сжатия $M_{\text{к}}$ приобретает максимальное значение, что и затрудняет вращение вала в начальный период. У многоци-

линдрического двигателя M_k уравнивается благодаря противоположным процессам: сжатие — в одном цилиндре, расширение — в другом. У карбюраторных двигателей момент от компрессии по сравнению с моментом трения имеет малую величину и им можно пренебречь. Для дизелей этот момент более значительный. Суммарный момент сопротивления пуску

$$M_n = 716 \frac{p_t V_s}{225 \tau} + A \frac{G_m D_m^2}{4g} \cdot \frac{\omega}{t} + p_{tk} \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{S}{2} \text{ кгм.}$$

Таким образом, на величину момента сопротивления двигателя оказывают влияние: конструктивные размеры двигателя (d , S , i , ϵ , D_m и G_m); число оборотов; температурный режим двигателя; качество масла и др.

При прогревом двигателя момент сопротивления относительно небольшой и пуск двигателя происходит при малом числе оборотов. По мере понижения температуры момент сопротивления резко возрастает и при температуре ниже 0°C превышает крутящий момент двигателя. Поэтому в целях обеспечения пуска применяют предпусковой подогрев двигателя. Ориентировочно пусковой момент при температуре 0°C может быть определен по формуле $M_n = KV_s$. Значение коэффициента K составляет: для карбюраторных двигателей — 3,5—4,0; для дизелей — 6—7.

13.2. Пусковые устройства

Электрические стартеры. Пуск двигателя электрическим стартером получил распространение в автомобилях и тепловозах с механической и гидравлической передачами, а также в современных тракторах малой и средней мощности. На тепловозах и тракторах с электрической передачей применяется генераторный пуск.

Схема *электрического стартера* и его включения представлена на рис. 13.1. Стартер состоит из четырехполюсного электродвигателя последовательного возбуждения, механизма поворота и электрического тягового реле. Обмотка возбуждения стартера имеет две параллельные ветви, в каждой из которых находится по две катушки, соединенные последовательно с обмоткой якоря. При последовательном возбуждении магнитный поток полюсов зависит от силы тока, потребляемого стартером:

$$\Phi = A I_{ст},$$

где A — коэффициент пропорциональности, зависящий только от числа пар полюсов.

Крутящий момент на валу стартера зависит только от силы потребляемого им тока и пропорционален квадрату силы тока:

$$M_{ст} = A_2 I_{ст} \Phi = A I_{ст}^2 \text{ кгм.}$$

Число оборотов стартера

$$n_{ст} = \frac{U_{ст}}{C \Phi} = \frac{U_{ст}}{C A I_{ст}} \text{ об/мин}$$

прямо пропорционально подводимому напряжению и обратно пропорционально потребляемому току.

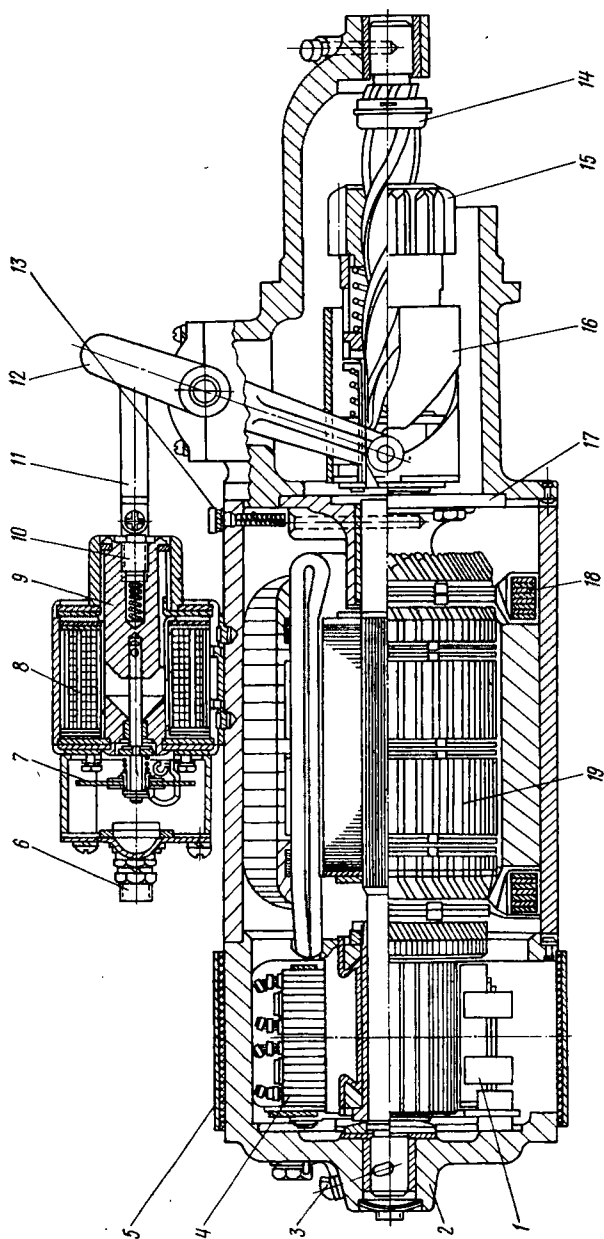


Рис. 13.1. Электрический стартер:

1 — нажимная пружина щетки; 2 — задняя крышка; 3 — маслянка заднего подшипника; 4 — щетка; 5 — защитный кожух коллектора; 6 — контактный болт; 7 — контактный диск; 8 — обмотка реле; 9 — якорь реле; 10 — регулировочный винт; 11 — соединительная пластина; 12 — нажимной рычаг; 13 — маслянка среднего подшипника; 14 — упорное кольцо; 15 — шестерня привода; 16 — барабан механизма привода; 17 — крышка среднего подшипника; 18 — обмотка возбуждения; 19 — якорь стартера.

Мощность стартера

$$N_{\text{ст}} = 1,03 M_{\text{ст}} n_{\text{ст}} \text{ вт.}$$

Приблизленно мощность на валу стартера может быть определена по мощности двигателя N_e : для автотракторных карбюраторных двигателей $N_{\text{ст}} = (0,016 \div 0,027) N_e$ л. с.; для автотракторных дизелей $N_{\text{ст}} = (0,045 \div 0,1) N_e \approx 2 \div 11$ л. с.

Характеристика электрического стартера (рис. 13.2) показывает следующее. С увеличением тока напряжение аккумуляторной

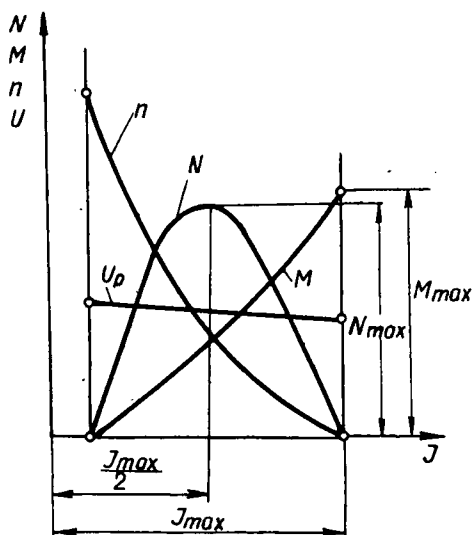


Рис. 13.2. Характеристика электрического стартера.

батареи U_p падает, а следовательно, снижается и напряжение на клеммах стартера; крутящий момент стартера возрастает, достигая максимума при $n=0$ и I_{max} (это начальный — пусковой — момент); число оборотов вала стартера понижается (максимум оборотов соответствует холостому ходу при $M_{\text{ст}}=0$); мощность стартера вначале возрастает, достигая максимального значения при $\frac{I_{\text{max}}}{2}$, а затем падает до нуля при $M_{\text{ст}}=0$ и $n=0$.

Величина крутящего момента, развиваемого стартером, увеличивается за счет зубчатой передачи от вала стартера на коленчатый вал двигателя (шестерни вала стартера и зубчатого венца маховика с передаточным числом 10—16). Вал стартера и коленчатый вал двигателя соединены только в период пуска. Если их вовремя не разъединить, якорь стартера, получая вращение от работающего двигателя, может развить такую скорость, которая приведет к разрушению стартера. Чтобы этого не произошло, шестерня стартера после пуска выводится из зацепления с зубчатым венцом

маховика или свободно проворачивается на валу благодаря муфте свободного хода.

Электростартеры малой мощности выполняются обычно 12-вольтовыми, а при мощности свыше 4 л. с. из-за большой силы потребляемого тока — 24-вольтовыми. Электрическая часть стартеров примерно одинаковая. Отличие состоит в устройстве сцепляющего механизма.

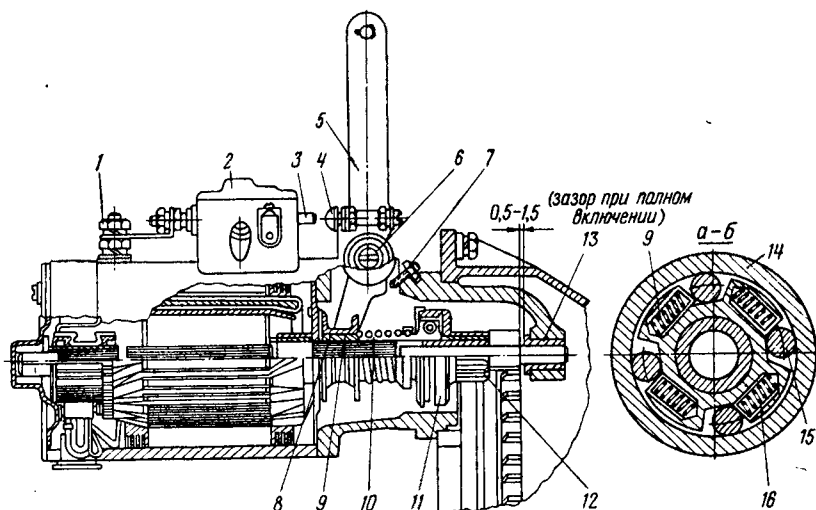


Рис. 13.3. Схема стартера с механическим включением:

1 — клемма, на которую поступает ток с аккумуляторной батареи; 2 — включатель стартера; 3 — стержень включателя; 4 — упор рычага; 5 — педаль включения стартера; 6 — ось рычага; 7 — регулировочный винт; 8 — муфта включения; 9, 10 — внутренняя втулка и пружина муфты свободного хода; 11 — пружина муфты свободного хода; 12 — шестерня стартера; 13 — упорная втулка; 14 — наружная обойма муфты; 15 — стальные ролики; 16 — пружины муфты.

Сцепление шестерни стартера с зубчатым венцом маховика может производиться как принудительно, так и автоматически, а расцепление — только автоматически. По типу сцепляющего устройства различают стартеры с инерционным включением шестерни стартера, с дистанционным электромагнитным и принудительным механическим включением. Последние два типа получили преимущественное применение. Стартеры с инерционным включением хотя и просты по конструкции, но имеют существенный недостаток — включение шестерни сопровождается значительным ударом.

При механическом включении (рис. 13.3) шестерня стартера вводится в зацепление с зубчатым венцом маховика через рычажную систему и муфту свободного хода путем нажатия на педаль. Нижний конец рычага входит в кольцо, которое посредством пружины передает усилие втулке, передвигающейся на валу стартера совместно с муфтой свободного хода и шестерней. Когда произойдет зацепление шестерен, рычаг при помощи нажимного винта воз-

действует на шток выключателя, перемещает его и замыкает электрическую цепь.

Муфта свободного хода, передающая вращение только от стартера к маховику, имеет крестовину, установленную на втулке, и обойму, жестко закрепленную на шестерне. Между обоймой и крестовиной в клиновидных пазах располагаются ролики, которые с помощью пружин и плунжеров отжимаются в узкую часть паза.

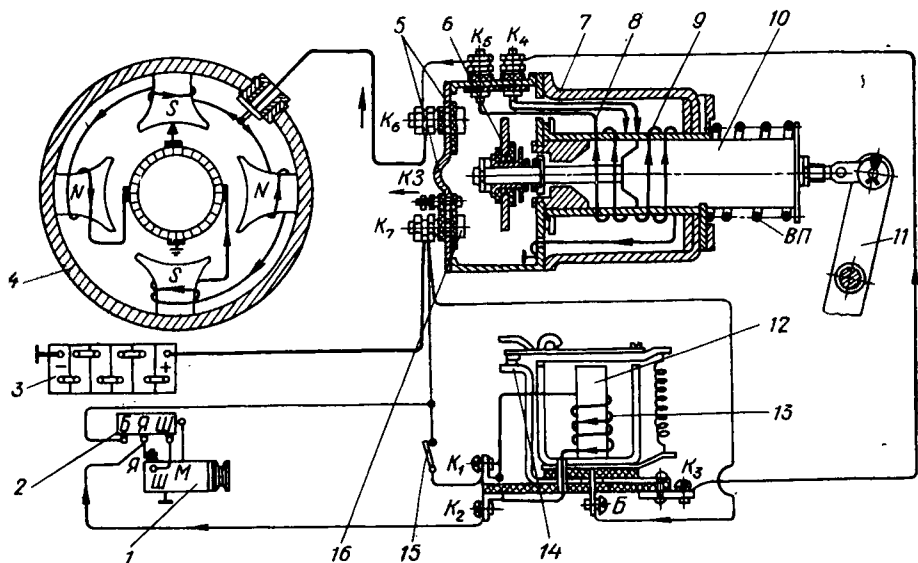


Рис. 13.4. Электрическая схема стартера с электромагнитным включением:

1 — генератор; 2 — реле-регулятор; 3 — аккумуляторная батарея; 4 — стартер; 5 — неподвижные контакты тягового реле; 6 — подвижной контакт реле; 7 — тяговое реле; 8 — втягивающая обмотка; 9 — удерживающая обмотка; 10 — сердечник тягового реле; 11 — рычаг включения шестерни стартера; 12, 13 — сердечник и обмотка дополнительного реле; 14 — контакты реле; 15 — выключатель стартера; 16 — дополнительный контакт; ВП — возвратная пружина.

При вращении якоря ролики в этой части паза заклинивают крестовину с наружной обоймой и шестерней, заставляя их вращаться как одно целое.

После запуска двигателя наружная обойма с шестерней обгоняет крестовину, ролики выходят из узкой части паза, и крестовина теряет жесткую связь с шестерней. Последняя до выхода ее из зацепления (прекращения нажатия на педаль) будет свободно вращаться независимо от вала стартера.

Схема стартера с дистанционным электромагнитным включением показана на рис. 13.4.

Стартер с магнитным включением, так же как и стартер с механическим включением, имеет на конце вала якоря спиральные шлицы, по которым перемещается втулка с шестерней, связанные при помощи муфты свободного хода. Втулка перемещается посредством тягового реле, якорь которого соединен с качающимся рыча-

гом, входящим в кольцо (обычайку) втулки. Стартер имеет два дополнительных устройства — вспомогательное и тяговое реле. При нажатии на кнопку стартера или при повороте ключа зажигания в положение пуска ток от батареи поступает в обмотку вспомогательного реле и намагничивает сердечник, притягивающий контакты. Вспомогательное реле (реле включения) срабатывает, в цепь включается тяговое реле, и ток от батареи проходит через удерживающую и втягивающую обмотки. Создается сильное магнитное поле, достаточное для перемещения якоря тягового реле. При этом сначала в зацепление вводится шестерня стартера с зубчатым венцом маховика, и после этого под нажимом якоря на толкатель контактным мостиком замыкаются главные клеммы тягового реле. Втягивающая обмотка закорачивается, и тяговое реле удерживается только магнитным полем одной обмотки в силу малого зазора между якорем и сердечником.

При запуске двигателя его обороты и обороты якоря генератора возрастут и возрастет создаваемое генератором напряжение. Это вызывает уменьшение тока в обмотке вспомогательного реле, цепь которой замкнута через обмотку генератора. Она оказывается под разностью напряжений батареи и генератора (примерно 2—3 в). Контакты вспомогательного реле разомкнутся даже при нажатии кнопки включения, тяговое реле выключается, и под действием возвратной пружины его якорь выходит из сердечника. Цепь стартера размыкается, и якорь прекращает вращаться.

Стартер СТ-103 для пуска двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 с дистанционным магнитным включением имеет номинальную мощность 9,5 л. с., ток холостого хода при напряжении 24 в — 110 а и ток при тормозном моменте 6 кгм — не более 825 а. Напряжение включения реле стартера составляет не более 18 в.

Стартер СТ-130, предназначенный для пуска двигателей автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А, имеет номинальную мощность 1,4 л. с., ток холостого хода при напряжении 12 в — не выше 80 а и ток при тормозном моменте 3 кгм — не более 650 а. Напряжение включения реле стартера составляет 8—10 в. Выключается реле при напряжении 3—4 в.

Генераторный пуск дизеля используется на тяговых машинах с электрической передачей. Прокручивание коленчатого вала производится главным (тяговым) генератором, который, получая питание от аккумуляторных батарей, работает в режиме электродвигателя. При этом цепь обмотки независимого возбуждения разомкнута и генератор возбуждается пусковой обмоткой, которая включается в цепь пуска последовательно с якорем. Таким образом, генератор при пуске работает как электродвигатель последовательного возбуждения. Начальный момент сопротивления дизеля при пуске значительно больше, чем в период нормальной работы, в связи с загустением смазки или недостатком ее на трущихся поверхностях. При последовательном возбуждении генератора (в режиме двигателя) получается большой начальный толчок тока и быстро возрастает магнитный поток. Благодаря этому крутящий

момент достигает высоких значений, что и обеспечивает надежное преодоление начального момента сопротивления дизеля и вращение вала с большим ускорением. Положительным свойством электродвигателей последовательного возбуждения при данном способе пуска является то, что без реверсирования одной из обмоток они не могут перейти на генераторный режим при любом повышении скорости. Автоматический переход на генераторный режим (это возможно при использовании для пуска независимой обмотки генератора) может вызвать опасный толчок зарядного тока батареи. Поэтому схема генераторного пуска с применением пусковой обмотки, несмотря на усложнение конструкции генератора, является наиболее рациональной.

Пусковые двигатели. Для запуска дизельных двигателей на некоторых тракторах используются одноцилиндровые двухтактные и двухцилиндровые четырехтактные карбюраторные двигатели. Пусковой двигатель устанавливается на блоке основного двигателя и включается в работу только на период прогрева и пуска. На двигателе СМД-14 и его модификациях установлен пусковой двигатель ПД-10М2. Этот одноцилиндровый двухтактный карбюраторный двигатель с кривошипно-камерной продувкой мощностью 10 л. с. при 3500 об/мин пускается в ход электрическим стартером. Он имеет общую с дизелем систему охлаждения, что обеспечивает во время его работы прогрев головки цилиндров и гильз дизеля. Силовая передача пускового двигателя состоит из муфты сцепления, редуктора и автомата выключения. На двигателе Д-130 устанавливается пусковой двигатель П-23М, также запускаемый электрическим стартером. Это двухцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель мощностью 23 л. с. при 2600 об/мин. Его силовая передача состоит из муфты сцепления, двухступенчатого редуктора и автомата выключения. Потребная мощность пускового двигателя определяется из выражения

$$N_{\text{п.дв}} = \frac{M_{\text{п}} \omega_{\text{п}}}{75 \eta_{\text{м}}} = \frac{p_{\text{т}} i V_{\text{h}} n_{\text{п}}}{225 \tau \eta_{\text{м}}} \text{ л. с.,}$$

где $i V_{\text{h}}$ — литраж двигателя; $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД передачи от вала пускового двигателя к валу дизеля.

13.3. Вспомогательные средств, облегчающие пуск двигателей

К вспомогательным средствам относятся средства, облегчающие прокручивание вала, и средства, облегчающие воспламенение смеси. К первым относится декомпрессионный механизм. Он предназначен для уменьшения нагрузки на пусковые устройства и облегчения прокручивания коленчатого вала дизеля. Он включается в начальный период пуска двигателя, открывает и удерживает в открытом положении один или оба клапана в каждом цилиндре. При этом давление сжатого воздуха в цилиндрах дизеля уменьшается и пусковой двигатель свободно прокручивает его коленчатый вал. Накопленный маховиком инерционный момент помогает пуску дви-

гателя и при выключении декомпрессионного механизма (рис. 13.5).

Для обеспечения пуска холодного двигателя применяется легко воспламеняющееся пусковое топливо, а прокручивание вала производится с помощью передвижных электрических двигателей (стартеров) или же с подключением стартера к передвижным аккумуляторным батареям. Более надежными и целесообразными средствами, облегчающими пуск, являются подогрев камеры сгорания, подогрев воды в системе охлаждения, подогрев засасываемого воздуха, подогрев масла и др.

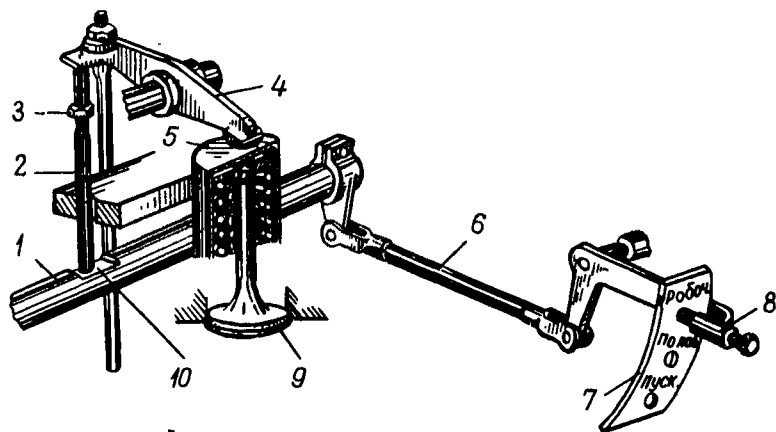


Рис. 13.5. Схема декомпрессионного механизма:

1 — валок декомпрессора; 2 и 3 — штанга декомпрессора и наконечник штанги; 4 — коромысло газораспределительного механизма; 5 — стаканы клапанов; 6, 7, 8 — тяга, кошкей и рычаг декомпрессионного механизма; 9 — впускной клапан; 10 — лыски на валике против коромысел.

Нагружать двигатель можно лишь после того, как он прогреется, т. е. температура охлаждающей жидкости и масла достигнет определенной величины и восстановятся нормальные зазоры между сопряженными деталями. Двигатель прогревают на холостом ходу до температуры охлаждающей жидкости и масла 30° . При этом возможно производить трогание машины с места, но только без нагрузки и на малых скоростях. Нормальная эксплуатация машины и нагрузка двигателя на всех режимах осуществляются по достижении температуры воды и масла $60\text{--}80^{\circ}$.

Облегчение и ускорение пуска двигателя, сокращение времени прогрева и более быстрое создание нормальных условий эксплуатации машины достигается применением системы обогрева. Если двигатель прогреть перед пуском, то в первый период его работы температура воды и масла несколько понижается из-за интенсивности их циркуляции и отдачи тепла менее нагретым деталям. Однако применение предварительного прогрева значительно сокращает общую продолжительность подготовки машины к эксплуата-

ции. Предпусковой подогрев двигателей осуществляется с помощью специальных подогревателей.

Система подогрева работает от электродвигателя, который через редуктор приводит в действие вентилятор, нагнетающий воздух в горелку, топливный насос, подающий топливо к электромагнитному клапану в форсунку горелки, и водяной насос, обеспечивающий подачу воды в полость котла обогревателя и циркуляцию ее при обогреве. Впрыскиваемое через форсунку топливо смешивается

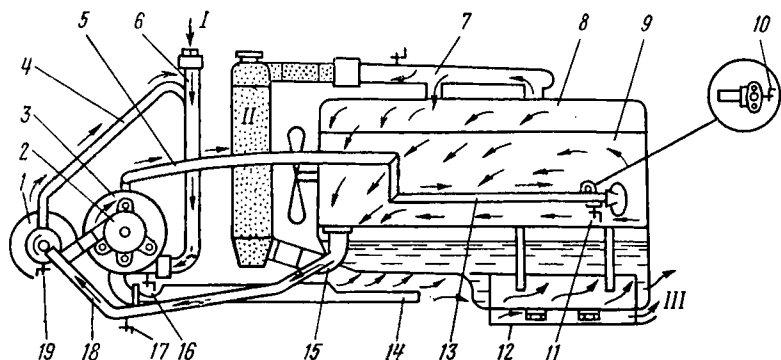


Рис. 13.6. Схема предпускового подогрева двигателя:

1 — насосный агрегат; 2 — камера сгорания; 3 — котел подогревателя; 4 — нагнетательный шланг; 5 — отводящая труба; 6 — заливная труба; 7 — водяная труба двигателя; 8 — головка блока цилиндров; 9 — блок двигателя; 10 и 11 — краны подводящих труб; 12 — направляющая газов подогревателя; 13 — подводящая труба; 14 — жаровая труба; 15 — патрубок водяного насоса двигателя; 16 — кран котла подогревателя; 17 — кран всасывающей трубы; 18 — всасывающая труба; 19 — кран насосного агрегата; I — заливка охлаждающей жидкости; II — термосифонная циркуляция жидкости; III — выхлопные газы подогревателя.

вается в горелке с воздухом и в момент запуска воспламеняется от свечей накаливания и сгорает. Затем свечи выключаются и горение поддерживается автоматически. Продукты сгорания проходят по кольцевому пространству котла, нагревают охлаждающую жидкость, которая поступает в рубашки блоков и головок цилиндров и частично к радиаторам. Одновременно циркулирующая вода подогревает верхний и нижний картеры двигателя, передний топливный бак, крышку фильтра грубой очистки топлива, масляный фильтр и др. Благодаря наличию обогревателя трактор сразу после пуска дизеля готов к движению под нагрузкой. В этом случае не требуются водомаслогрейные установки.

На рис. 13.6 приведена схема предпускового подогрева двигателя ЯМЗ-236 (ЯМЗ-238). Топливный насос подает топливо из бака к электромагнитному клапану и далее под давлением через форсунку в горелку. Здесь топливо смешивается с воздухом, нагнетаемым вентилятором, воспламеняется от свечи и сгорает, нагревая стенки теплообменника. Поступающая из водяного насоса в котел охлаждающая жидкость нагревается до пусковой температуры, обеспечивая ускоренный запуск двигателя.

Электрофакельный подогреватель двигателя СМД-14 (рис. 13.7) установлен на всасывающем коллекторе дизеля и служит для подогрева воздуха во впускном трубопроводе. Он состоит из корпуса, в нижней части которого укреплена электрическая спираль, опущенная в чашечку. Сверху на корпус надета крышка с клапанным устройством. Между корпусом и крышкой образована полость, в которую подкачивающим насосом дизеля нагнетается топливо.

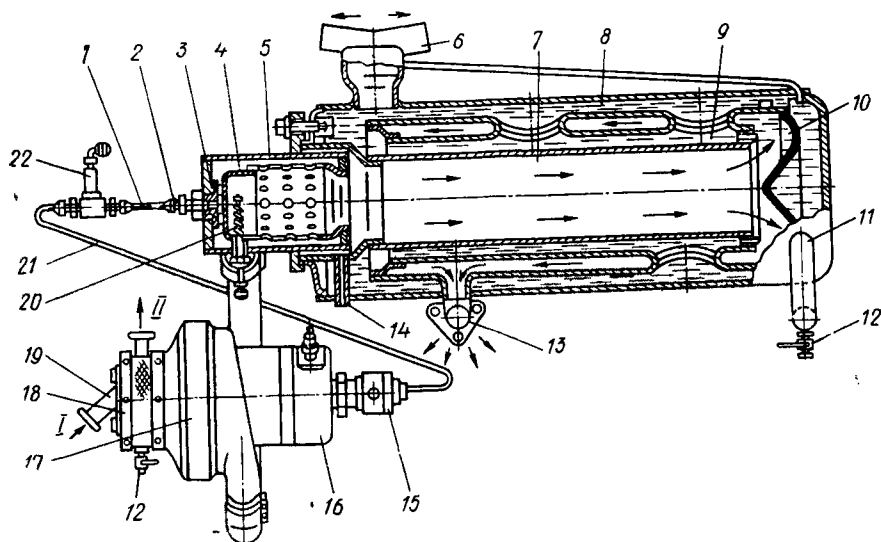


Рис. 13.7. Пусковой подогреватель двигателя:

1 — нагнетающий трубопровод; 2 — форсунка; 3 — завихритель; 4 — внутренний цилиндр горелки; 5 — наружный цилиндр горелки; 6 — патрубок для выхода горячей жидкости; 7 — камера сгорания; 8 и 9 — наружная и внутренняя водяные рубашки; 10 — газоход; 11 — патрубок для подвода воды в котел; 12 — сливной кран; 13 — выхлопной патрубок; 14 — дренажная трубка; 15 — топливный насос; 16 — электродвигатель; 17 — вентилятор; 18 — водяной насос; 19 — всасывающий патрубок водяного насоса; 20 — свеча накалывания; 21 — топливная трубка; 22 — электромагнитный клапан; I и II — подводящий и отводящий патрубки.

При нажатии на колпачок открывается клапан, и топливо перетекает из полости в чашечку. Если включить электрическую цепь, спираль подогревателя накаляется и скопившееся в чашечке топливо воспламеняется. При включении муфты сцепления пускового двигателя поток воздуха, засасываемый в дизель, подхватывает пламя и подогревает впускной тракт и цилиндры. Разогрев воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, осуществляется также с помощью свечей накалывания, устанавливаемых в камерах сгорания или во впускном трубопроводе.

При прогреве и пуске двигателя особое внимание должно быть обращено на соблюдение правил безопасности.

СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ГЛАВА 14. МЕХАНИЧЕСКАЯ СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

14.1 Общие сведения

Тепловые двигатели внутреннего сгорания работают наиболее экономично при определенном режиме оборотов и нагрузки. Срок службы двигателей увеличивается при работе с постоянной установленной мощностью. В целях уменьшения размеров и веса увеличивают быстроходность двигателей. При большой мощности двигателя крутящий момент его мал по сравнению с тем моментом, который должен быть подведен к ведущим органам машины. Характеристика тепловых двигателей внутреннего сгорания практически не пригодна для целей тяги. Эти двигатели обладают небольшим коэффициентом приспособляемости: $K = \frac{M_{e_{\max}}}{M_e} \leq 1,15 \div 1,25$.

Такого незначительного увеличения крутящего момента далеко не достаточно для преодоления всего диапазона сопротивлений движению, которые сильно меняются в связи с разнообразием условий работы. Для передачи энергии двигателя ведущей части машины, значительного (в 50—80 раз) увеличения передаваемого крутящего момента и обеспечения реверсирования движения применяется силовая передача. Она должна при сохранении постоянного крутящего момента или при относительно малых его изменениях менять силу тяги на ободе движущих колес и скорости движения тяговой машины в широких пределах.

Силовой передачей называются все агрегаты и детали, через которые передается энергия двигателя ходовой части машины. Преобразование мощностного потока, который характеризуется угловой скоростью и крутящим моментом $N = \omega M$, заключается в изменении его скоростных и силовых факторов. Устройство, обеспечивающее такое преобразование, называется *трансформатором*.

Силовая передача должна обеспечивать следующие условия: высокий КПД в диапазоне рабочих скоростей как на полной, так и на частичных нагрузках; плавное изменение силы тяги от нуля до максимума и достаточно полное использование мощности двигателя в диапазоне рабочих скоростей машины; автоматическую приспособляемость к внешней нагрузке с обеспечением работы силовой установки на экономически выгодных режимах; эксплуатационную надежность и минимальные эксплуатационные расходы при компактной конструкции небольшого веса и невысокой стоимости изготовления. Сложность и разносторонность этих требований при-

вели к значительному разнообразию схем и конструкций передач. В зависимости от способа и средств передачи энергии к ведущим колесам силовые передачи могут быть механическими, гидравлическими и электрическими. Применение того или иного вида передачи обусловлено родом службы и мощностью подвижного состава.

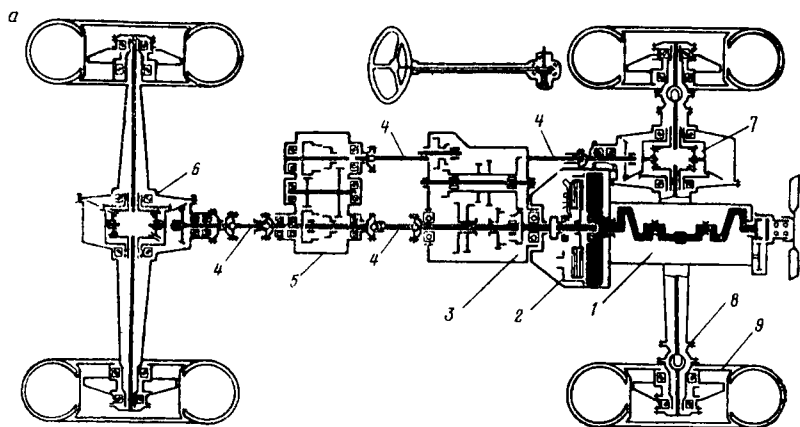
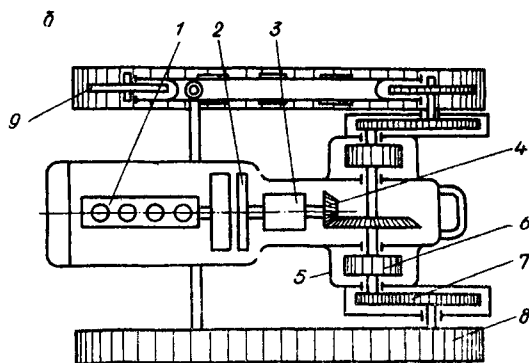


Рис. 14.1. Принципиальные схемы механической передачи:

а — автомобиля с двумя ведущими мостами: 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — раздаточная коробка; 6, 7 — задний и передний ведущие мосты; 8 — кардан равных угловых скоростей; 9 — колеса; б — гусеничного трактора: 1 — двигатель; 2 — муфта сцепления; 3 — коробка передач; 4 — центральная передача; 5 — задний мост; 6 — планетарный механизм (бортовые фрикционы); 7 — бортовая передача; 8 — ведущее колесо (гусеница); 9 — направляющее натяжное колесо.



На автомобилях малой и средней грузоподъемности устанавливается главным образом механическая передача как наиболее простая, легкая, дешевая и имеющая самый высокий КПД. Она используется также на локомотивах малой мощности — мотовозах и автодрезинах.

Механическая передача состоит из отдельных механических звеньев, передающих мощность двигателя ведущим колесам машин.

Принципиальная схема механической передачи представлена на рис. 14.1. Крутящий момент от коленчатого вала через главную муфту передается на входной вал многоступенчатой коробки передач, где он трансформируется, и далее через карданную и главную передачи подводится к ведущим органам машины.

14.2. Муфта сцепления

Муфта сцепления представляет собой механизм, связывающий двигатель с силовой передачей. Она позволяет разъединять двигатель и силовую передачу и плавно соединять их. Разъединение вала двигателя и первичного вала коробки передач необходимо для безударного переключения скоростей, кратковременных остановок машины, а также для плавного трогания ее с места. При

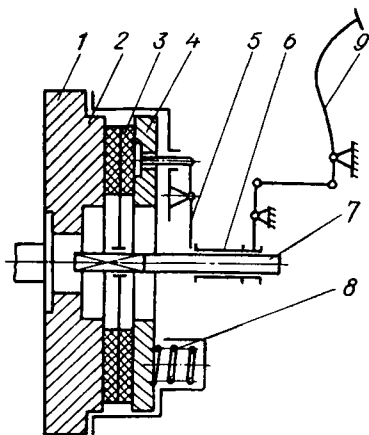


Рис. 14.2. Схема постоянно замкнутой муфты сцепления:

1 — маховик; 2 — кожух маховика; 3 — ведомый диск; 4 — ведущий (нажимной) диск; 5 — двухплечие отжимные рычажки; 6 — муфта выключения; 7 — вал муфты сцепления (первичный вал коробки передач); 8 — нажимные пружины; 9 — педаль выключения муфты сцепления.

резком нарастании нагрузок муфта сцепления предохраняет детали трансмиссии от поломок за счет пробуксовки.

По способу передачи крутящего момента муфты сцепления делятся на фрикционные (механические), в которых крутящий момент передается за счет трения между ведущими и ведомыми элементами, и гидравлические, в которых используется кинетическая энергия жидкости. На автомобилях и тракторах применяются главным образом фрикционные муфты сцепления с поверхностями трения, выполненными в виде дисков. По конструкции нажимного устройства они бывают постоянно и непостоянно замкнутыми.

Постоянно замкнутые муфты получили преимущественное распространение на автомобилях и колесных тягачах. В этих муфтах пружины (одна или несколько) постоянно сжимают трущиеся поверхности и муфта сцепления постоянно включена. Для ее выключения необходимо приложить усилие к педали, чтобы дополнительно сжать пружины и разъединить трущиеся поверхности.

На рис. 14.2 приведена схема постоянно замкнутого сцепления. На шлицованном конце первичного вала коробки передач установлен стальной ведомый диск с кольцевыми накладками из фрикционного материала. Ведомый диск посредством нажимных пружин зажимается между нажимным диском и маховиком. Муфта выключается при отводе нажимного диска путем нажатия на педаль. Постоянно замкнутые муфты обеспечивают более плавное включение и имеют сравнительно простой механизм управления.

Однако при кратковременной остановке трактора с работающим двигателем нужно держать ногу на педали. Иначе возможно самопроизвольное движение трактора. Поэтому такие муфты, устанавливаемые на тракторах, имеют дополнительное приспособление, которое при надобности позволяет оставлять сцепление в выключенном состоянии.

Непостоянно замкнутая муфта (рис. 14.3) имеет рычажный нажимной механизм, который позволяет оставлять ее в выключенном

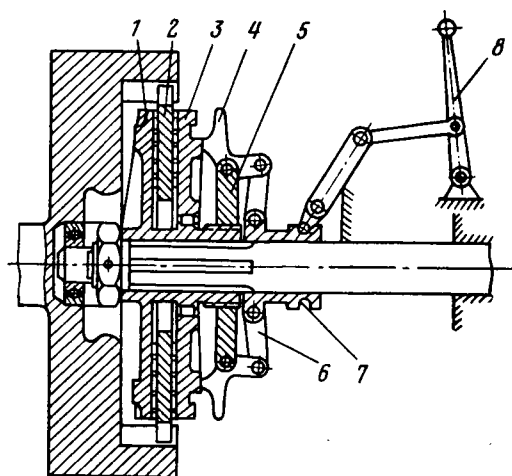


Рис. 14.3. Схема непостоянно замкнутой муфты сцепления:

1 и 3 — передний и задний ведомые диски; 2 — ведущий диск; 4 — нажимные кулачки; 5 — крестовина, наведенная на ступицу переднего диска; 6 — серьжки, соединяющие кулачки с отводкой 7; 8 — рычаг переключения муфты сцепления.

состоянии. Такие муфты управляются только ручными рычагами, так как для включения и выключения их нужно совершать два движения — одно вперед, другое назад. Непостоянно замкнутые муфты применяются на некоторых сельскохозяйственных и других гусеничных тракторах. Они удобны при работе трактора на стационаре. Ведомый диск соединяется с маховиком посредством пальцев и серег или имеет зубчатое соединение. Он зажимается между опорным диском, закрепленным на ведомом валу, и нажимным диском, который может перемещаться по шлицам того же вала. На резьбе ступицы ведомого диска насажена крестовина, с которой шарнирно соединены нажимные кулачки. Сцепление включается водителем путем перемещения рычага влево. При этом серьги нажимают на рычажки, поворачивают их вокруг осей и крестовины, передвигая нажимной диск влево. Сила нажатия достигает максимума, когда центры пальцев серег расположатся на общей вертикали. При передвижении рычага в обратном направлении рычажки отойдут от нажимного диска, нажатие на ведущий диск прекратится и муфта выключается.

По числу передаваемых силовых потоков муфты делятся на однопоточные и двухпоточные. В *однопоточной муфте* силовой поток передается на трансмиссию и одновременно на вал отбора мощности. В *двухпоточной муфте* силовой поток идет по двум независимым направлениям: от главной муфты сцепления — на си-

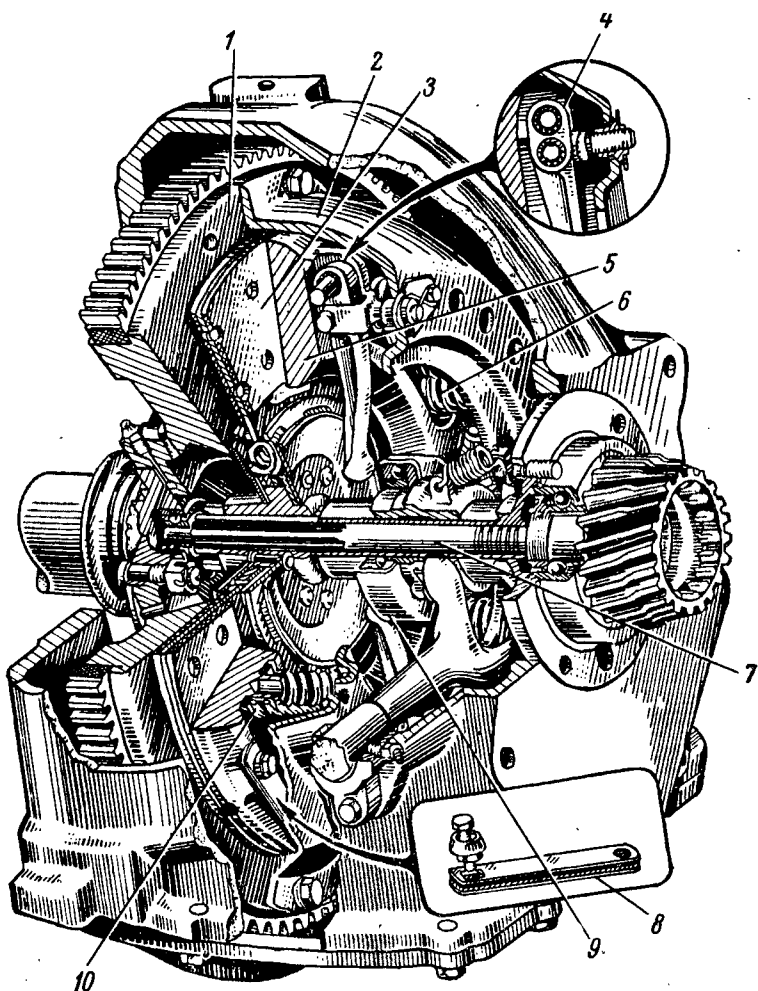


Рис. 14.4. Сцепление автомобиля ЗИЛ-130:

1 — маховик; 2 — кожух сцепления; 3 — ведомый диск; 4 — рычаг выключения сцепления; 5 — нажимной диск; 6 — нажимная пружина; 7 — ведущий вал коробки передач; 8 — пружинные пластины; 9 — подшпник муфты выключения сцепления; 10 — теплоизолирующая прокладка.

ловую передачу и от муфты привода — к независимому валу отбора мощности. Конструктивно в муфте сцепления трактора «Беларусь» это выполнено следующим образом. Муфта сцепления постоянно замкнута с двумя ведомыми дисками. Передний диск укреплен на шлицах вала, который через соединительную муфту передает крутящий момент на первичный вал коробки передач, т. е. на трансмиссию трактора. Вал, связанный с передним диском, проходит внутри полого вала, который посредством шлиц соединен с задним ведомым диском и передает крутящий момент на вал отбора мощ-

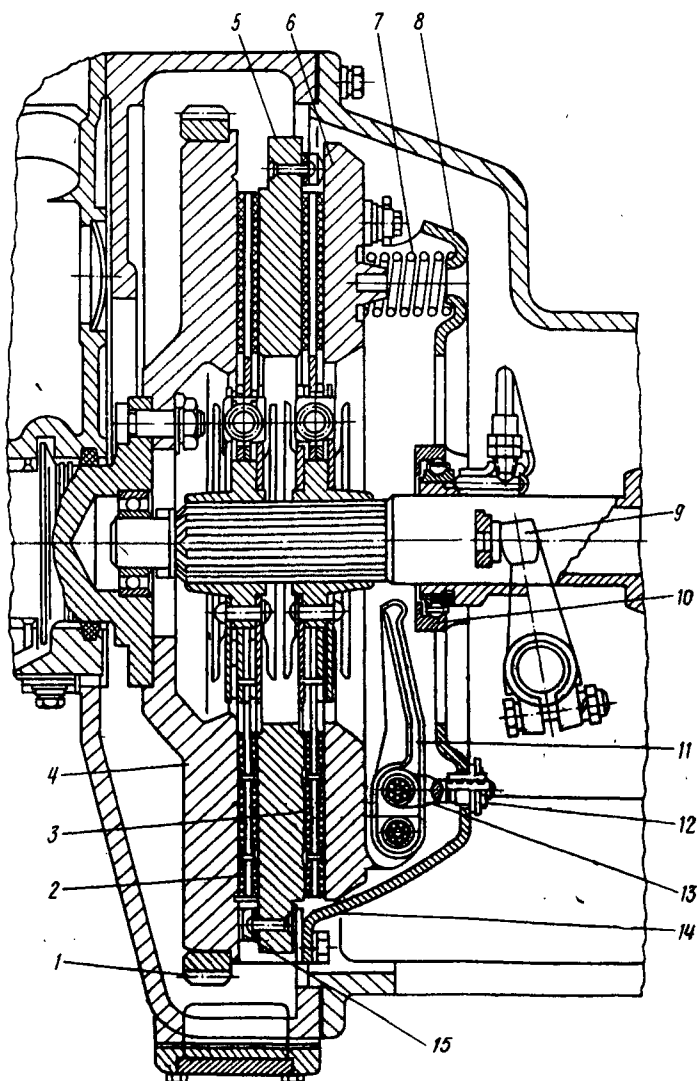


Рис. 14.5. Двухдисковое сцепление:

1 — зубчатый венец маховика; 2 и 3 — ведомые диски; 4 — маховик; 5 — средний ведущий диск; 6 — нажимной диск; 7 — нажимные пружины; 8 — кожух сцепления; 9 — вилка выключения; 10 — муфта выключения сцепления; 11 — рычаги выключения сцепления; 12 — регулировочная гайка; 13 — опорная вилка оси рычага выключения; 14 — регулировочная пластина; 15 — пластинчатая пружина.

ности. Двухпоточные муфты сцепления обеспечивают устойчивую работу при перегрузках и трогании трактора с места. При перегрузках выключается главная муфта сцепления, трактор останавливается и крутящий момент передается через независимый вал отбора мощности на рабочие органы прицепного агрегата.

По числу дисков муфты сцепления делятся на однодисковые, двухдисковые и многодисковые. Применяются в основном *однодисковые* и *двухдисковые* муфты. *Многодисковые* муфты сложнее по устройству, чистота выключения их хуже, хотя несколько выше мягкость включения. Однодисковые муфты применяются для передачи крутящих моментов не свыше 70 кГм, при больших крутящих моментах применяются двухдисковые муфты.

На рис. 14.4 приведено однодисковое постоянно замкнутое сцепление автомобиля ЗИЛ-130. Крутящий момент от коленчатого вала и маховика через кожух сцепления, нажимной диск, фрикционные накладки, ведомый диск и демпферные пружины передается ступице ведомого диска и через нее на ведущий вал коробки передач. Четыре пары пружинных пластин обеспечивают жесткую связь нажимного диска с кожухом сцепления в окружном и радиальном направлениях. Шестнадцать нажимных пружин, установленных между кожухом и нажимным диском, создают необходимое в сцеплении нажимное усилие. Выключение сцепления осуществляется с помощью ножной педали, системы тяг и вилок, действующей на выжимной подшипник. Последний нажимает на четыре отжимных рычажка, которые поворачиваются в игольчатых подшипниках. Вторые оси рычажков соединены с нажимным диском, они отводят его от маховика, и диски сцепления разобщаются.

Схема *двухдискового сцепления* представлена на рис. 14.5. На шлицах первичного вала коробки передач установлены два ведомых диска, которые вместе со средним ведущим диском зажимаются между маховиком и нажимным диском при помощи 24 цилиндрических нажимных пружин. Нажимной и средний ведущий диски связаны с маховиком четырьмя шипами, что дает возможность им перемещаться в осевом направлении, обеспечивая передачу крутящего момента.

Нажимные пружины, расположенные по окружности между кожухом сцепления и нажимным диском, установлены в направляющих стаканах. Под каждую пружину со стороны диска подложена термозолирующая прокладка. Привод выключения сцепления имеет пневматический усилитель.

Определение основных размеров дискового сцепления заключается в следующем. Муфты сцепления подбираются исходя из расчета передачи максимального крутящего момента двигателя за счет сил трения при плавном включении сцепления.

Максимальный крутящий момент двигателя определяется по скоростной характеристике или же по среднему эффективному давлению и рабочему объему двигателя: $M_{дв} = 79,6 \text{ } p_{ев} \cdot V_s \text{ } \text{кГ/см.}$ Величина крутящего момента, передаваемого муфтой, зависит от размеров поверхностей трения F , силы сжатия дисков P и коэффициента трения материала μ . При неустановившемся режиме работы машины момент, подводимый к колесам, может сильно изменяться. Например, при замедлении машины к муфте сцепления может быть подведен момент, в несколько раз больший момента двигателя:

$$M_{\text{дв}} \pm I_m \frac{d\omega_m}{dt}.$$

Фрикционная муфта защищает детали от этих возможных перегрузок. При наличии перегрузок диски пробуксовывают.

Во время включения сцепления при трогании машины с места и при повышении скорости движения, кроме момента двигателя, необходимо преодолеть инерцию частей машины и прицепов. Следует также учесть, что при работе сцепления коэффициент трения μ уменьшается. С учетом этого для нормальной работы сцепления момент, полученный от сил трения на рабочих поверхностях, должен быть не менее наибольшего крутящего момента, передаваемого от двигателя. Расчетный крутящий момент муфты сцепления несколько увеличивают.

Коэффициент запаса сцепления β принимается из соображения передачи максимального момента двигателя с учетом эксплуатационного износа дисков, а также из условия предохранения трансмиссии от перегрузок моментом сил инерции и самого сцепления от чрезмерной работы буксования. Рекомендуемые значения коэффициента запаса сцепления: для грузовых автомобилей — 2,0—3,0; для тракторов 1,6—2,0; для легковых автомобилей 1,3—1,75.

При большем значении β увеличивается сила, необходимая для выключения сцепления, которое становится более жестким и увеличивает ударную нагрузку на механизмы силовой передачи при резком торможении машины. Статический момент трения сцепления

$$M_{\text{сц}} = \beta M_{\text{дв}} = P \mu i R_{\text{ср}}.$$

Откуда сила нажатия пружин

$$P = \frac{\beta M_{\text{дв}}}{R_{\text{ср}} \mu i} \kappa \Gamma.$$

Для практических расчетов средний радиус поверхности трения с достаточной точностью может быть определен как полусумма максимального и минимального радиусов.

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{max}} + R_{\text{min}}}{2}.$$

Наибольший радиус выбирается исходя из конструктивных размеров маховика, внутри которого обычно размещаются диски. Минимальный радиус определяется исходя из соотношения, установленного практикой проектирования и проверенного в эксплуатации:

$$\frac{R_{\text{max}}}{R_{\text{min}}} = 1,3 \div 1,7.$$

Дополнительная зависимость между числом трущихся поверхностей i , радиусом поверхности трения $R_{\text{ср}}$ и силой пружины P получается из заданного среднего удельного давления

$$P_0 = \frac{P}{F} = \frac{\beta M_{\text{дв}}}{2\pi R_{\text{ср}} b \mu R_{\text{ср}} i} = \frac{\beta M_{\text{дв}}}{2\pi R_{\text{ср}}^2 b \mu i} \kappa \Gamma / \text{см}^2.$$

Откуда

$$iR_{\text{ср}}^3 = \frac{\beta M_{\text{дв}}}{0,7\pi p_0 \mu}.$$

Принимая величину среднего радиуса и соответствующую ширину фрикционной накладки (с учетом размеров маховика), по заданному удельному давлению определяется число дисков i , а затем подсчитывается сила давления пружин p .

Предельное значение удельного давления устанавливается по соображениям износа трущихся поверхностей сцепления. Для асбестовых фрикционных накладок $p_0 = 1,7 \div 3,5$ кг/см² при значении коэффициента запаса 1,5.

В муфтах сцепления применяются в основном цилиндрические пружины, которые при сборке муфты предварительно сжимаются. При выключении муфты пружины получают дополнительное сжатие, благодаря чему их напряжение повышается примерно на 20%. Таким образом, за расчетную силу принимают силу $P' = 1,2 P$, которую развивают пружины при выключении муфты сцепления.

Расчетная нагрузка одной пружины

$$P_{\text{пр}} = \frac{P}{z},$$

где z — число нажимных пружин.

Диаметр проволоки пружины определяется из выражения

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{8P_{\text{пр}}D_{\text{пр}}}{\pi [\tau_{\text{к}}]}},$$

где $D_{\text{пр}}$ — средний диаметр пружины, он находится в пределах $\frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = 5 \div 8$; $[\tau_{\text{к}}]$ — допустимое касательное напряжение, равное 5000 — 7000 кг/см².

Полное число витков пружины $n_{\Sigma} = n_{\text{раб}} + 2$. Рабочие витки

$$n_{\text{раб}} = \frac{d_{\text{пр}}^4 G}{8D_{\text{пр}}^3 m},$$

где G — модуль упругости на кручение, равный $8 \cdot 10^6$ кг/см²; m — модуль жесткости пружины, равный 5—9 кг/см² (сила, необходимая для деформации пружины, на единицу длины).

Деформация пружины определяется по формуле

$$f_{\text{пр}} = \frac{\pi D_{\text{пр}}^2 \tau_{\text{к}} n_{\text{раб}}}{d_{\text{пр}} G}.$$

Полная длина пружины составляет

$$L_{\text{пр}} = (n_{\text{раб}} + 2) d_{\text{пр}} + \Delta (n_{\text{раб}} + 1) + f_{\text{пр}},$$

где Δ — зазор между соседними витками пружины у выключенной муфты, он равен 0,5—1,5 мм.

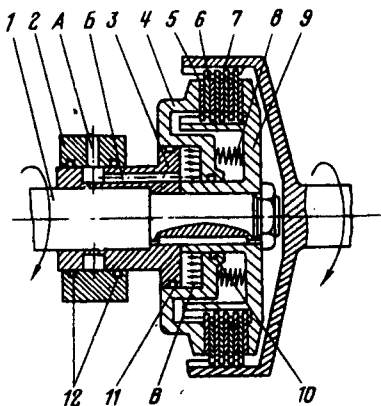
Муфты сцепления с гидравлическим нажимным устройством являются разновидностью непостоянно замкнутых муфт. Они обычно многодисковые, работают в масле, используются для включе-

ния шестерен в коробках передач, для блокировки планетарных механизмов и др.

На рис. 14.6 приведена схема многодисковой муфты с гидравлическим нажимным механизмом. Ведущей частью муфты сцепления является ведущий барабан 9, закрепленный на валу 1, и ведущие стальные диски 5, надетые на зубцы барабана. Ведомой

Рис. 14.6. Схема многодисковой муфты сцепления с гидравлическим нажимным механизмом:

1 — ведущий вал; 2 — неподвижная манжета с каналом А; 3 — упорный направляющий диск с каналом для масла Б; 4 — нажимной диск муфты (поршень гидроцилиндра); 5 — ведущие диски; 6 — ведомые фрикционные диски; 7 — ведомый барабан; 8 — отжимные пружины; 9 — ведущий барабан; 10, 11 и 12 — уплотнения (сальники).



частью служат ведомый барабан 7 и ведомые фрикционные диски 6, установленные на внутренних зубцах барабана между ведущими дисками. К нажимному механизму относится нажимной диск 4, являющийся одновременно поршнем гидроцилиндра, и отжимные пружины 8, которые возвращают диски в исходное положение. Уплотнения 10, 11, 12 предотвращают вытекание масла через подвижные соединения. При включении муфты по каналу А в неподвижной манжете 2 и каналу Б в ступице упорного направляющего диска 3 масло под давлением поступает в полость гидроцилиндра (бустер), т. е. в кольцевое пространство В между нажимным и упорным дисками. Нажимной диск (поршень), перемещаясь вправо по цилиндрической направляющей барабана и направляющему буртику диска 3, сжимает диски. При выключении муфты канал А соединяется на слив, и под действием предварительно сжатых пружин 8 нажимной диск возвращается в исходное положение, содействуя сливу масла из бустера. Путем изменения давления масла можно получать различные коэффициенты запаса сцепления.

Из условия равновесия поршня при включении муфты имеем

$$P = P_{ст} - P_{пр} + P_{ц}.$$

где P — сила сжатия трущихся поверхностей;

$P_{ст}$ — сила статического давления масла на поршень: $P_{ст} = p_{ст} F_{п}$,

где $p_{ст}$ — давление масла в системе, равное 5—15 кг/см²;

$F_{п}$ — площадь поршня; $P_{ц}$ — центробежная сила масла:

$$P_{ц} = \frac{0,01\gamma}{g} n^2 (r_2^4 - r_1^4),$$

γ — удельный вес масла; n — число оборотов ведущего вала; r_2 и r_1 — наружный и внутренний радиусы днища поршня.

Для снижения центробежной силы, которая может достигнуть большой величины (50—100 кг), при включении муфты масло удаляется из надпоршневого пространства с помощью автоматического клапана.

Для обеспечения возврата поршня в исходное положение суммарная сила отжимных пружин принимается равной центробежной силе. Давление масла в системе определяется из выражения

$$P_{ст} = \frac{P + \sum P_{пр} - P_{ц}}{F_{п}}.$$

Многодисковая муфта, работающая в масле, имеет несколько худшую чистоту выключения из-за масляной пленки между дисками, препятствующей их размыканию.

Толщина дисков определяется из расчета их на нагрев. Температура подсчитывается только для тех деталей, которые непосредственно соприкасаются с поверхностями фрикционных накладок. В многодисковых сцеплениях накладки изнашиваются быстрее, чем в однодисковых и двухдисковых, так как масса дисков получается малой и диски быстро нагреваются. Расчетное повышение температуры сцепления за одно трогание машины с места составляет не более 10°. Практически же температура деталей муфты находится в пределах 20—60°.

Муфта сцепления должна обеспечивать надежную передачу крутящего момента, быстрое и полное отключение двигателя от коробки передач, а также плавное включение, т. е. постепенное нагружение трансмиссии и увеличение ускорения машины.

В процессе работы трущиеся поверхности изнашиваются, пружины ослабевают и диски сцепления начинают пробуксовывать, отчего крутящий момент двигателя не реализуется полностью. Причиной пробуксовки муфты может быть замасливание дисков, неправильная или несвоевременная регулировка сцепления. Уход за сцеплением состоит в периодической смазке подшипников и регулировании зазора между рычагами и выжимным подшипником (свободный ход педали).

14.3. Коробка передач

Коробка передач включается в трансмиссию только тех тяговых машин, на которых установлены двигатели внутреннего сгорания. Она служит для изменения крутящего момента на ведущем валу главной передачи по отношению к крутящему моменту двигателя, для получения заднего хода, а также для длительного разобщения двигателя с трансмиссией во время стоянки и при движении по инерции. Изменять крутящий момент необходимо при изменении условий движения машины.

Для большого многообразия существующих грузовых автомобилей и тракторов основным типом коробок передач являются сту-

пенчатые шестеренчатые коробки с неподвижными осями валов. Они просты по конструкции, имеют относительно небольшие массы и размеры, а также длительный срок службы и высокий КПД. Такие коробки надежны в работе, не нуждаются в регулировках в процессе эксплуатации, а уход за ними заключается в своевременной смене масла и досмотре за крепежными деталями.

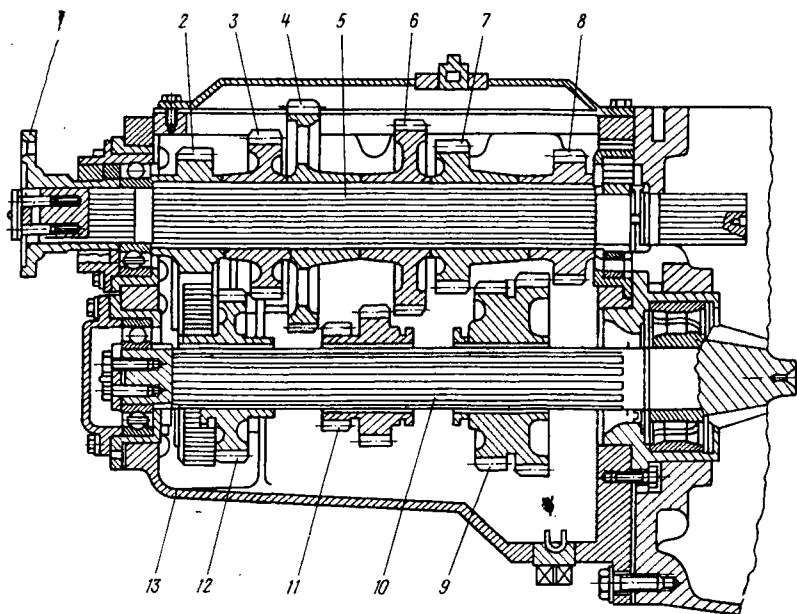


Рис. 14.7 Тракторная двухвальная коробка передач:

1 — ведущий фланец; 2 — шестерня, находящаяся в постоянном зацеплении с паразитной шестерней заднего хода; 3 и 12 — шестерни третьей передачи; 4 и 6 — шестерни пятой и четвертой передач; 5 и 10 — первичный и вторичный валы; 7 и 8 — шестерни второй и первой передач; 9 — подвижная каретка включения первой и второй передач; 11 — подвижная каретка включения четвертой и пятой передач; 13 — чугунный картер.

Автомобильные коробки передач обычно выполняются пятиступенчатыми. Дальнейшее увеличение передач сильно усложняет коробку. У тракторов имеются коробки и с большим числом ступеней передач с учетом номенклатуры выполняемых работ. Ступенчатая коробка передач представляет собой редуктор с набором шестерен. Изменение передаточных чисел осуществляется различным сочетанием зацепления шестерен. На рис. 14.7 показана тракторная двухвальная коробка передач.

Наибольшее распространение на автомобилях получили трехвальные коробки передач. Они имеют три основных вала — первичный, вторичный и промежуточный. Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного, поэтому при работающем двигателе и включенном сцеплении эти валы вращаются. Особенностью трехвальной коробки является наличие прямой передачи. При движении машины в этих коробках на

всех передачах, кроме прямой, находятся в зацеплении две пары шестерен. Шестерни кареток, которые при переключении передач передвигаются на шлицах вторичного вала, вводятся в зацепление с шестернями промежуточного вала.

Автомобильные коробки по сравнению с тракторными обладают меньшей массой и размерами, так как передают меньший крутящий момент. На тракторе рабочими передачами могут быть все

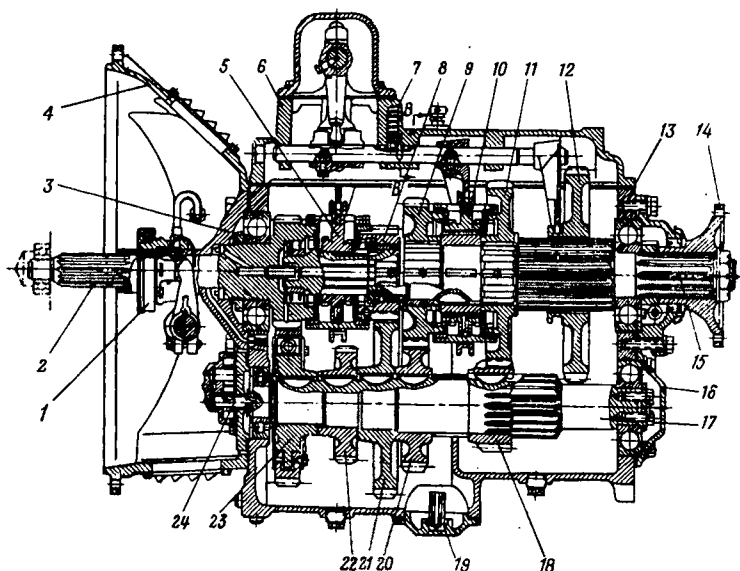


Рис. 14.8. Схема трехвальной коробки передач ЗИЛ-130:

1 — муфта выключения сцепления; 2 — первичный вал; 3 — подшипник первичного и вторичного вала; 4 — картер сцепления; 5 и 10 — синхронизаторы IV, V и II, III передач; 6 — верхняя крышка коробки передач со штоком и вилками; 7 — пружина фиксатора с шариком; 8, 9, 11 — шестерни V, III и II передач вторичного вала; 12 — шестерни I передачи и заднего хода; 13 — картер коробки передач; 14 — фланец крепления кардана к коробке передач; 15 — вторичный вал; 16 — крышка подшипника промежуточного вала; 17 — промежуточный вал с шестерней I передачи; 18, 20, 21 и 22 — шестерни II, III, V передач промежуточного вала и шестерня привода отбора мощности; 19 — заборник масляного насоса с магнитом; 23 — демпферная шестерня; 24 — масляный насос.

передачи в зависимости от условий движения. На автомобиле рабочей передачей обычно является прямая, а переключение передач производится на ходу. Поэтому в современных автомобильных коробках применяются специальные приспособления — синхронизаторы, обеспечивающие безударное и бесшумное включение шестерен. Улучшение проходимости и повышение грузоподъемности автомобилей достигается увеличением числа ведущих осей. На каждую ведущую ось применяется независимый привод, идущий от специального механизма — раздаточной коробки. Последняя устанавливается за коробкой передач.

Раздаточная коробка не изменяет передаточного числа, а служит лишь для раздачи крутящего момента к ведущим осям. Для изменения тяговых свойств машины в более широких пределах

применяют дополнительные коробки передач (демультипликаторы). При этом обеспечивается получение второго ряда передач с повышенными передаточными числами. Существующие *демультипликаторы* выполняются с одной прямой и одной или двумя понижающими передачами. Конструктивно демультипликатор объединяется с раздаточной коробкой. Демультипликатор также устанавливается и на тракторах.

В качестве примера рассмотрим *трехвальную коробку передач с четырьмя парами шестерен* автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 14.8). Шестерни четвертой, третьей и второй передач косозубые, находятся в постоянном зацеплении и включаются муфтами с синхронизаторами. Шестерни первой передачи прямозубые и включаются без синхронизатора — кареткой. Синхронизатор перемещается по шлицам вторичного вала и своим зубчатым венцом соединяется с внутренним зубчатым венцом той или иной шестерни. Таким образом, шестерни блокируются с синхронизатором, составляя одно целое с вторичным валом. Крутящий момент передается с первичного вала через шестерни постоянного зацепления на промежуточный, а затем через шестерни передач и синхронизатор — на вторичный валы. Пятая передача — прямая, включается перемещением синхронизатора до соединения его внутренних зубьев с наружными зубьями первичного вала.

На автомобилях МАЗ и КраЗ также установлены пятиступенчатые *коробки передач*. Однако здесь пятая передача — ускоряющая, с передаточным числом около 0,8. При включении пятой передачи скорость вращения вторичного вала будет примерно на 20% выше скорости вращения первичного вала, а следовательно, и коленчатого вала двигателя. Поэтому при одной и той же скорости движения автомобиля снижается число оборотов коленчатого вала, что способствует экономии топлива и уменьшению износа деталей двигателя.

На тракторе ДТ-75 установлена *четырёхходовая четырёхвальная семиступенчатая коробка передач с блокировочным механизмом переключения передач*. Между сцеплением и коробкой передач установлен увеличитель крутящего момента (УКМ). Он позволяет увеличить крутящий момент на ведущих колесах на ходу трактора, что значительно повышает его проходимость. Однако основным механизмом, увеличивающим крутящий момент двигателя, и в данном случае является коробка передач. При переключении передач трактор останавливается, и движение на новой передаче начинается с места.

Основная коробка обеспечивает семь передач переднего хода и одну заднего. При включенном планетарном редукторе данная коробка дает возможность получить четырнадцать передач при движении трактора вперед и две передачи заднего хода. УКМ состоит из фрикционного сцепления с роликовой муфтой свободного хода и планетарного редуктора. УКМ заблокирован с главной муфтой сцепления трактора. При нажатии на педаль сцепления включается и данная муфта, что содействует быстрой остановке трак-

тора. УKM позволяет осуществлять трогание с места и разгон трактора на повышенных передачах, а также увеличить тяговое усилие на 25% без переключения передач.

Коробка передач колесного трактора К-700 (рис. 14.9) (см. передний форзац) механическая, с шестернями постоянного зацепления, 16-скоростная, фрикционная, с гидравлическим управлением фрикционами и переключением режимов зубчатыми муфтами. В коробке передач размещены ведущий, промежуточный, грузовой и раздаточный валы, а также вал привода насосов с установленными на них фрикционными шестернями и зубчатыми муфтами. На ведущем валу расположены четыре фрикциона, ведущие барабаны которых установлены на шлицах вала, а ведомые барабаны соединены с шестернями, свободно вращающимися на этом же валу. Под давлением масла, поступающего в бустер (полость) фрикциона, нажимной диск перемещается, сжимая ведущие и ведомые диски, и фрикцион включается. При прекращении подачи масла нажимной диск под действием пружин отходит и фрикцион выключается.

На грузовом валу расположена зубчатая режимная муфта, которая может входить в зацепление с внутренними зубчатыми венцами режимных шестерен. Зубчатая муфта включения заднего хода таким же образом зацепляется с шестерней грузового вала, которая соединена с шестерней промежуточного вала через паразитную шестерню. Благодаря этому достигается реверс. Чтобы облегчить переключение зубчатых муфт, у ведомого барабана фрикциона первой передачи установлен колодочный тормоз — синхронизатор с гидравлическим приводом. При установке рычага переключения передач в положение «Слив» в бустер тормоза поступает под давлением масло, колодки тормоза прижимаются к барабану фрикциона, затормаживая его, а также шестерню первой передачи и связанные с ними ведомые части коробки передач. Это облегчает переключение зубчатых муфт на грузовом валу. При установке рычага в положение включения передачи (поворотом золотника) масло из бустера тормоза-синхронизатора сливается и пружина отводит колодку тормоза от барабана фрикциона. Одновременно масло направляется в бустер фрикциона включенной передачи. Прогрев коробки передач осуществляется водой, поступающей из системы предпускового обогрева.

Раздаточная коробка предназначена для распределения крутящего момента между ведущими мостами, а также для включения и выключения переднего ведущего моста. В большинстве конструкций раздаточная коробка включает в себя и дополнительную коробку, одно- или двухступенчатую. На рис. 14.10 представлена схема раздаточной коробки автомобиля МАЗ-509 с межосевым дифференциалом. Данная коробка двухскоростная с постоянно включенным приводом переднего моста. Межосевой дифференциал обеспечивает распределение крутящего момента между ведущими мостами автомобиля пропорционально их сцепным весам. На шлифованных шейках первичного вала свободно сидят две шестерни

первой и второй передач, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала. В средней части первичного вала находится скользящая муфта переключения передач.

Вторичный вал, передающий крутящий момент ведущим мостам, состоит из двух валов: вала привода заднего моста и дополнительного вала привода переднего моста. Дополнительный вал

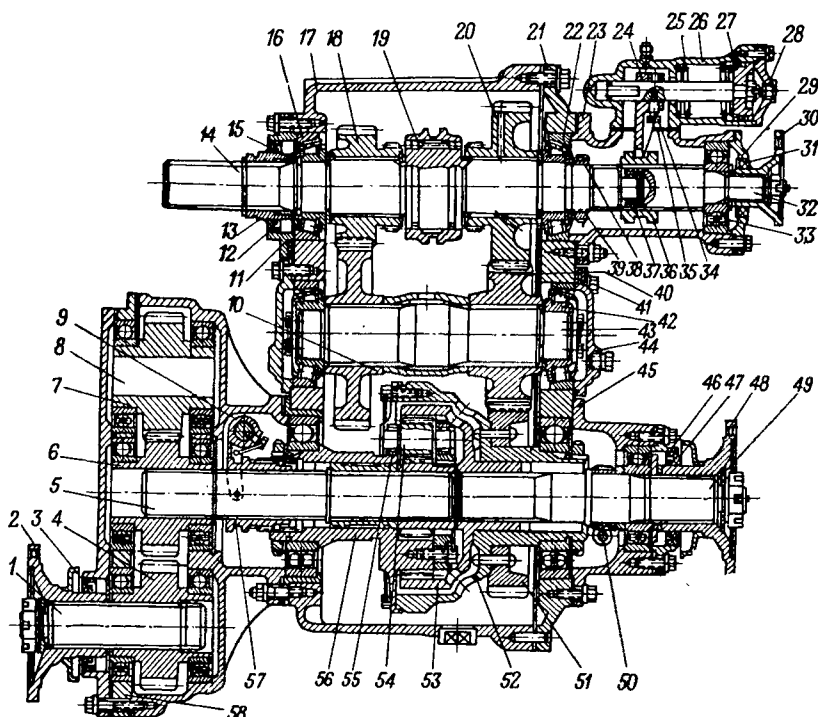


Рис. 14.10. Раздаточная коробка МАЗ-509:

1 — вал привода переднего моста; 2, 30, 48 — фланцы; 3, 12, 31, 47 — сальники; 4 — шестерня привода переднего моста; 5 — дополнительный вал; 6 — шестерня дополнительного вала; 7 — шестерня промежуточная; 8, 11, 44, 45, 46 — крышки; 9, 24 — вилки; 10, 40 — шестерни промежуточного вала; 13 — стопорное кольцо; 14 — первичный вал; 15 — резиновое кольцо; 16, 22, 42 — конические подшипники; 17 — картер раздаточной коробки; 18, 20 — шестерни первичного вала; 19 — муфта переключения передач; 21 — крышка картера; 23 — корпус коробки отбора мощности; 25 — пружина; 26 — корпус цилиндра; 27 — поршень со штоком; 28 — крышка цилиндра; 29 — крышка корпуса; 32 — вал коробки отбора мощности; 33 — втулка упорная; 34 — стопорный винт; 35 — прокладка; 36 — муфта; 37, 55 — игольчатые подшипники; 38 — стопорная шайба; 39 — гайка; 41 — регулировочные прокладки; 43 — промежуточный вал; 49 — вал привода заднего моста; 50 — шестерня привода заднего моста; 51 — шестерня заднего моста; 52 — межосевой дифференциал; 53 — шестерня привода заднего моста; 54 — сателлит; 56 — передняя обойма межосевого дифференциала; 57 — муфта блокировки дифференциала; 58 — корпус подшипников.

задним концом через шлицевую втулку опирается на обшестеренку межосевого дифференциала и соединен с малой солнечной шестерней. На заднем шлицевом конце вала насажена шестерня, находящаяся в постоянном зацеплении с промежуточной шестерней и далее с шестерней на валу привода переднего моста.

На переднем шлицевом конце вала привода заднего моста установлена коронная (большая солнечная) шестерня межосевого дифференциала, которая в свою очередь опирается на заднюю обойму дифференциала. К днищу задней обоймы прикреплена косозубая шестерня, подводящая крутящий момент от промежуточного вала к межосевому дифференциалу.

Шестерни межосевого дифференциала цилиндрические прямозубые, коронная шестерня — внутреннего зацепления. Передаточное отношение дифференциала составляет 1:2, что обеспечивает подведение к заднему мосту вдвое большего момента, чем к переднему, т. е. пропорционально сцепному весу. Применяется блокировка дифференциала, которая обеспечивает одинаковое вращение валов привода переднего и заднего мостов. Жесткое соединение обоих мостов необходимо для сохранения тяги на колесах в тех случаях, когда одна из ведущих осей попадает на скользкий участок дороги.

Управление раздаточной коробкой дистанционное пневматическое с помощью распределительного крана.

Уход за коробками передач заключается в регулярной смазке деталей и проверке креплений. В коробке должен поддерживаться нормальный уровень масла, и его необходимо периодически заменять. При неотрегулированной муфте сцепления в процессе включения передач наблюдается шум шестерен. При неисправности фиксаторов, износе зубьев шестерен, подшипников и валов передача может самопроизвольно выключаться. Иногда передача не включается, причиной этого могут быть прогнутости вилок, ползунов, забитость шестерен, а также нарушение регулировки блокировочного устройства (у тракторов).

Определение основных размеров коробок передач производится путем расчета, который распадается на две части: на выбор передаточных чисел, обеспечивающих необходимые тяговые качества в заданных условиях, и расчет отдельных деталей на прочность и износ.

Выбор передаточных чисел производится по мощности и крутящему моменту двигателя. Двигатель имеет два основных характерных числа оборотов: n_a , соответствующее максимальной (нормальной) мощности, и n_c , соответствующее максимальному крутящему моменту. В интервалах этих оборотов и возможна работа на одной передаче, что характеризует приспособляемость двигателя к изменению внешних сопротивлений.

Передаточное число коробки передач на I ступени (низшая передача) определяется из условия получения максимального тягового усилия на ведущих колесах. Это усилие составляет 30—35% от веса машины и обеспечивает возможность груженой машине преодолевать подъем в 16—20° по хорошей дороге:

$$i_k^I = \frac{G \psi r_k}{M_{e\max} i_0 \eta_m} \leq \frac{G_{сц} \varphi r_k}{M_e i_0 \eta_m},$$

где G — вес машины с грузом, кг; $G_{сц}$ — сцепной вес машины, кг;

ψ — коэффициент сопротивления движению дороги: $\psi = f + i \approx 0,30 \div 0,35$, где f — сопротивление качению; i — сопротивление подъему; φ — коэффициент сцепления; $M_{e \max}$ и M_e — максимальный и при максимальной мощности крутящие моменты двигателя; r_k — радиус колеса, м; i_0 — передаточное число главной передачи; η_m — КПД передачи.

Передаточное число высшей ступени коробки передач определяется исходя из наибольшей скорости движения машины v_{\max} на режиме максимальной мощности двигателя при n_a об/мин. Для автомобилей и тягачей, предназначенных к эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, передаточное число на высшей передаче выбирается таким, чтобы машина могла преодолеть сопротивление $\psi = 0,04 \div 0,06$:

$$i_k^m = 0,377 \frac{r_k n_a}{v_{\max} i_0} = \frac{(0,04 \div 0,06) Gr_k}{M_e i_0 \eta_m},$$

где m — число ступеней передач.

У современных автомобилей и колесных тягачей высшая передача применяется в качестве прямой ($i_k^m = 1$) или повышающей ($i_k^m = 0,7 \div 0,8$).

Значение передаточных чисел на промежуточных передачах i_k определяется по закону геометрической прогрессии, знаменатель q которой равен отношению передаточных чисел двух смежных передач. Это обеспечивает относительно большее число ступеней в зоне низших скоростей и дает одинаковую степень изменения нагрузки двигателя при переходе с одной передачи на другую:

$$\frac{i_k^I}{i_k^{II}} \geq \frac{i_k^{II}}{i_k^{III}} \geq \dots \frac{i_k^{m-1}}{i_k^m} = \frac{n_a}{n_c} = q;$$

$$i_k^{II} = \frac{i_k^I}{q}; \quad i_k^{III} = \frac{i_k^{II}}{q} = \frac{i_k^I}{q^2}; \quad \dots \quad i_k^m = \frac{i_k^I}{q^{m-1}}$$

или

$$i_k^{II} = \sqrt[m-1]{i_k^{Im-2}}; \quad i_k^{III} = \sqrt[m-1]{i_k^{Im-3}}; \quad i_k^{IV} = \sqrt[m-1]{i_k^{Im-4}}; \quad i_k^V = \sqrt[m-1]{1} = 1.$$

Знаменатель геометрической прогрессии

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{i_k^I}{i_k^m}}.$$

Значение знаменателя геометрической прогрессии находится в пределах: для колесных машин с карбюраторными двигателями 1,25—2,0; с дизелями 1,28—1,88; для гусеничных тракторов 1,16—1,65.

Передаточное число в коробке передач на первой передаче пятиступенчатой коробки допускается в пределах 6—7,4. Передаточные числа для гусеничных машин выбирают в следующих пределах: для главной передачи $i_0 = 1 \div 4$; для планетарного механизма

$i_{п.м} = 3 \div 4$; для бортовой передачи $i_{б.п} = 1 \div 6$. При этом в коробке передач i_k получается 0,4—3,0. Большие значения передаточных чисел в планетарном механизме и бортовой передаче принимаются для того, чтобы разгрузить от больших нагрузок карданную передачу, коробку передач и механизм поворота.

Минимальное число ступеней в коробке передач, обеспечивающее перекрытие скоростей (так как при переключении передач машина теряет скорость), определяется из выражения

$$\frac{v^m}{v^I} = q^{m-1} = \left(\frac{n_a}{n_c} \right)^m.$$

Откуда

$$m = \frac{\lg \left(\frac{v^m}{v^I} \right)}{(0,8 \div 0,9) \lg \left(\frac{n_a}{n_c} \right)}.$$

Передаточное число на высшей передаче раздаточной коробки (демультипликатора) i_p^{II} принимается 1,10—1,45. Подбор передаточного числа на низшей передаче производится с таким расчетом, чтобы кривые тяговой характеристики $P = f(v)$ располагались симметрично между соседними передачами, т. е.

$$i_p^I = \frac{i_p^{II} (1 + q)}{2}.$$

Расчет на прочность и износ производится в следующей последовательности. Предварительно рассчитываются и выбираются основные параметры шестерен, размеры валов и шестерен. Производится компоновка коробки передач и вычерчивается общий вид. Затем определяются действительные напряжения в зубьях шестерен, валы рассчитываются на прочность и жесткость, а подшипники — на долговечность и вносятся необходимые изменения.

Для обычных передач применяются *шестерни с нормальным зубом*, при котором высота головки зуба одинакова для обеих шестерен, находящихся в зацеплении:

$$h_1 = h_1' = m \text{ и } h_2 = h_2' = (1,16 \div 1,2) m.$$

В автотракторостроении применяют зубья *эвольвентного профиля*, так как они имеют большую прочность и работа шестерен не нарушается при некоторой неточности между их осями.

При больших передаточных числах и ограниченности размеров коробок передач ведущие шестерни делаются с *возможно меньшим числом зубьев*. В связи с этим при изготовлении шестерен производится подрезание зубьев. Для устранения подрезания ножки зуба и увеличения его прочности производят высотную коррекцию зубьев. С целью упрощения конструкции модули всех шестерен коробки выбираются одинаковыми:

$$m = \frac{D_0}{z} \cdot \frac{t_0}{\pi},$$

где D_0 — диаметр начальной окружности; t_0 — шаг шестерни по начальной окружности; z — число зубьев.

При одном модуле применяют укороченный зуб с соотношениями: высота головки зуба $h_1 = 0,8 t$; высота ножки зуба $h_2 = t$; угол зацепления $\beta = 20^\circ$. Уменьшение высоты зубьев обеих шестерен повышает их прочность на изгиб при одновременном уменьшении количества зубьев, находящихся в зацеплении.

Для шестерен с большой разницей в числах зубьев лучшие результаты получаются при изменении соотношений между размерами головок и ножек зубьев обеих шестерен. При этом головка у малой шестерни делается длиннее, чем у большой шестерни, а полная высота зуба остается нормальной. Высотная коррекция осуществляется сдвигом режущего инструмента, характеризуемого коэффициентом смещения.

При расчете шестерен, валов и подборе подшипников требуется знать силы, действующие в зацеплении. Силы (реакции сил), действующие на зубья цилиндрических шестерен с прямыми зубьями в точке контакта по начальной окружности, представлены на схеме (рис. 14.11).

Крутящий момент, передаваемый через коробку, является функцией крутящего момента двигателя и передаточного числа. Для первичного вала $M_{п.в.} = M_{дв.}$; для промежуточного вала $M_{пр.в.} = M_{дв.}$; i_{k_0} для вторичного вала $M_{вт.в.} = M_{дв.} i_{k_0} i_{k_x}$, где i_{k_0} — передаточное число пары шестерен в коробке постоянного зацепления; i_{k_x} — передаточное число скользящей пары шестерен в коробке на ступени x .

Расчетное усилие, действующее на зубья шестерен, определяется по моменту, подведенному к данной шестерне:

для зубьев шестерен постоянного зацепления

$$P_0 = \frac{2M_{дв.}}{D_{0_г}};$$

для зубьев шестерен первой передачи коробки

$$P_k = \frac{2M_{дв.}}{D_{1_г}}.$$

В данном случае $D_{0_г}$ и $D_{1_г}$ — диаметры ведущих шестерен в коробке постоянного зацепления и первой передачи.

В действительности, усилие между зубьями шестерен вследствие наличия угла давления $\alpha = \beta + \varphi$, равного углу зацепления $\beta = 20^\circ$ (для корригированных колес $17^\circ 30'$ и $14^\circ 30'$) и углу трения

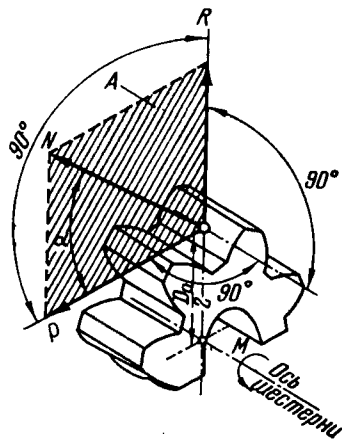


Рис. 14.11. Схема цилиндрической шестерни с прямыми зубьями и сил, действующих в точке контакта.

$\varphi = 5^\circ$, отклоняется от касательной к начальной окружности и его значение получается больше окружного усилия.

$$N_{k_x} = \frac{P_{k_x}}{\cos \alpha}.$$

Силу N_{k_x} можно разложить на силу $P = P_{k_x}$, перпендикулярную к линии, соединяющей центры шестерен, и силу $R = P_{k_x} \operatorname{tg} \alpha$,

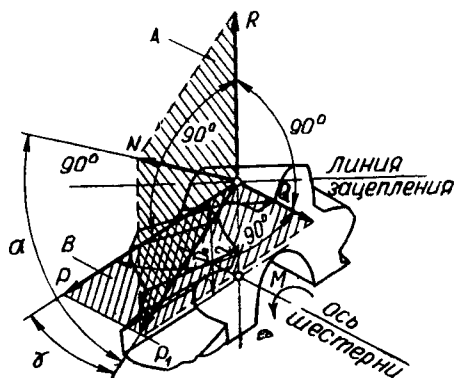


Рис. 14.12. Схема цилиндрической шестерни с прямыми зубьями и сил, действующих на зубья.

перпендикулярную к последней. Сила R действует по радиусу шестерен, находящихся в зацеплении.

На рис. 14.12 приведена схема действия сил (реакций) в точке контакта по начальной окружности цилиндрической шестерни с косыми зубьями. Здесь в связи с углом наклона зубьев γ

появляется сила $P_1 = \frac{P_{k_x}}{\cos \gamma}$,

которая может быть разложена на радиальную $R = P_1 \operatorname{tg} \alpha$ и осевую $Q = P_1 \sin \gamma$.

Нормальная сила $N = \frac{P_1}{\cos \alpha}$.

Начальные диаметры шестерен $D_0 = mz$ определяются по выбранному числу зубьев, которое для первой передачи ведущей шестерни задается ($z_1 = 12 \div 20$). В предварительных расчетах нормальный модуль принимается из расчета

$$m = 0,88 \div 1,0 \sqrt{\frac{M_x}{z}},$$

где M_x — крутящий момент вала рассчитываемой шестерни.

Так как модуль принимается одинаковым для всех шестерен коробки, то расчету подлежит последняя передача, соответствующая первой скорости.

Расчет шестерен на прочность производится с учетом зависимости между напряжением изгиба зуба, формы его профиля и действующей нагрузки:

$$\sigma_u = \frac{P_{k_1}}{y b t \pi} = \frac{2 M_x}{D_0 y b t_s \cos \gamma},$$

где b — ширина венца шестерни — выбирается в зависимости от модуля: у прямозубых шестерен $b = (4,4 \div 7,0) m$, у косозубых $b = (7 \div 8,6) m$; t_s — торцовый шаг; y — коэффициент формы профиля зуба.

Для прямозубых шестерен коэффициент формы зуба определяется в зависимости от угла зацепления и профиля зуба (берется из

таблиц или графиков). Для косозубых шестерен при определении коэффициента формы зуба исходят из приведенного числа зубьев

$$z_{\text{пр}} = z \frac{1}{\cos^2 \gamma},$$

где γ — угол наклона по начальному цилиндру, равный $20-35^\circ$.

С учетом влияния сил трения табличное значение y нужно умножить на поправочный коэффициент $K_y = 0,9$ (для ведущих зубьев) или $K_y \approx 1,1$ (для ведомых зубьев). Допустимое напряжение находится в пределах: $4000-8000 \text{ кг/см}^2$ — для шестерен первой и второй передач и $2000-4000 \text{ кг/см}^2$ — для шестерен третьей, четвертой и пятой передач. Преждевременный износ рабочей поверхности зуба вызывается недостаточностью и плохим качеством масла, попаданием абразива, а также большой удельной нагрузкой. Величина удельного давления для шестерен с эвольвентным профилем определяется из выражения

$$P = 0,418 \cos \gamma \sqrt{\frac{P_{kx} E}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{R_{01}} \pm \frac{1}{R_{02}} \right)},$$

где E — модуль упругости шестерен; R_{01} и R_{02} — радиусы начальных окружностей сопряженных шестерен.

Шестерни изготавливаются из легированных сталей (40X, 40XHMA, 12XH3 и др.) и подвергаются термической обработке.

Износ зубьев оценивается произведением окружной скорости по начальной окружности на допустимое напряжение изгиба $K_{\text{изн}} = W \sigma_{\text{и}}$, равное $100-150 \text{ кгм/мм}^2 \text{сек}$. Напряжение изгиба следует определять по максимальному крутящему моменту двигателя и соответствующему ему пониженному числу оборотов. Межосевое расстояние между валами устанавливается расчетным путем в зависимости от кинематической схемы коробки передач:

$$A = 0,5m (z_1 + i_{k1} z'_1),$$

где z_1 и z'_1 — числа зубьев ведущей и ведомой шестерен первой передачи; i_{k1} — передаточное число шестерен первой передачи.

Для коробок передач с неподвижными валами величина межосевого расстояния ориентировочно определяется по максимальному крутящему моменту:

$$A = 20 \div 30 \sqrt[3]{M_{\text{двmax}}} \text{ мм.}$$

После окончательного установления размеров шестерен составляется расчетная схема коробки передач, с помощью которой устанавливается расстояние между опорами валов и точками приложения действующих сил, а также направление сил и вращения валов.

Параметры валов коробок передач определяются по формулам сопротивления материалов. Валы при расчете рассматриваются как балки, лежащие на двух шарнирных опорах. Значение нагрузок на валы и расположение точек их приложения изменяются в зависимости от включенной передачи. Реакции в опорах опреде-

ляются для всех валов, начиная с вторичного и кончая первичным. Расчет производится для всех ступеней передач, так как с переключением передач изменяются не только силы, но и плечи, а следовательно, и действующие моменты.

На валы коробок передач действуют силы, лежащие в различных плоскостях. Их раскладывают на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — горизонтальной и вертикальной — и определяют реакции опор от сил, действующих в этих

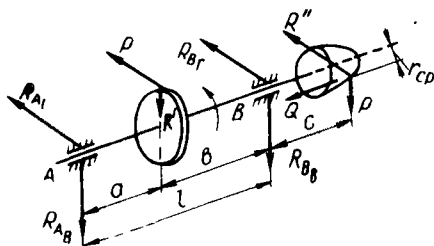


Рис. 14.13. Схема сил вторичного вала коробки передач.

плоскостях. Затем находят изгибающие моменты в нагруженных сечениях, а также равнодействующие реакций и моментов для всех передач. По полученному максимальному изгибающему моменту и производится расчет вала на прочность.

На рис. 14.13 представлена схема сил вторичного вала тракторной коробки передач с установленными на нем цилиндрической и конической шестернями. На цилиндрическую шестерню действует окружная сила P и радиальная R' , направленная к центру валат. На коническую шестерню действует на среднем радиусе r_{cp} окружная сила P' , а также осевая Q и радиальная R'' .

Реакции в опорах A и B , действующие в горизонтальной и вертикальной плоскостях, имеют следующие значения:

в горизонтальной плоскости

$$R_{Ar} = \frac{Pb - R''c + Qr_{cp}}{l}; \quad R_{Br} = \frac{Pa + R''(l + c) - Qr_{cp}}{l};$$

в вертикальной плоскости

$$R_{Av} = \frac{R'b - P'c}{l}; \quad R_{Bv} = \frac{P'(l + c) + R'a}{l}.$$

Суммарные реакции в опорах

$$R_{A\Sigma} = \sqrt{R_{Ar}^2 + R_{Av}^2}; \quad R_{B\Sigma} = \sqrt{R_{Br}^2 + R_{Bv}^2}.$$

Суммарные изгибающие моменты $M_{и\Sigma} = R_{A\Sigma}x$, где x — расстояние от опоры до данного сечения. Напряжение изгиба и кручения в опасном сечении определяется по формулам:

$$\sigma_n = \frac{M_{и\Sigma}}{W_n} = \frac{32dM_{и\Sigma}}{\pi(d^4 - d_1^4)};$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_x}{W_{кр}} = \frac{16dM_x}{\pi(d^4 - d_1^4)},$$

где d — диаметр вала у основания шлицев; d_1 — внутренний диаметр вала.

Прочность валов коробки проверяется при совместном действии изгиба и кручения по запасу прочности

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2}.$$

Допустимое $\sigma_{экр} = 600 \div 700 \text{ кг/см}^2$.

Размеры валов определяются в основном соображениями жесткости, которая характеризуется величиной прогиба и наклоном оси. При достаточной жесткости не нарушается правильность зацепления шестерен. Для обеспечения необходимой жесткости валов запас прочности по пределу упругости принимается 5—10, причем большее значение — для длинных валов коробки передач. Предварительно диаметры валов подбираются по эмпирическим формулам (наружный диаметр по шлицам):

$$d_{пр.в} = (0,35 \div 0,45) A \text{ мм}; \quad d_{вт.в} = (0,5 \div 0,6) A \text{ мм};$$

$$d_{п.в} = \sqrt[3]{\frac{16M_{дв\max}}{\pi \tau_{кр}}},$$

где $\tau_{кр}$ — допустимое напряжение на кручение, равное 750—900 кг/см².

Для валов коробок передач в основном принимаются те же стали, что и для шестерен, с применением закалки шеек токами высокой частоты на глубину 1,5—5 мм (для сталей с содержанием углерода — более 0,35 мм).

Валы коробок передач устанавливаются на цилиндрических шарико-роликовых и конических роликовых подшипниках. Подшипники подбираются по коэффициенту работоспособности S исходя из среднего нагрузочного режима с обеспечением требуемой долговечности при номинальных габаритных размерах. Подшипники коробок работают при переменных нагрузках в напряженных условиях, и поэтому в формулу коэффициента работоспособности с учетом характера нагружения вводится приведенная нагрузка $Q_{пр}$:

$$S = Q_{пр}(nt)^{0,3} K_d K_k,$$

где n — число оборотов вала, мин; t — время работы подшипника до полного износа, ч (долговечность). Для трансмиссии принимается $t = 6000$ ч; K_d — динамический коэффициент, равный 1,3÷4,5; K_k — коэффициент, учитывающий вращение колец (при вращении внутренних колец $K_k = 1$, наружных — $K_k = 1,35$).

На долговечность подшипников оказывает влияние жесткость картера, так как при недостаточной жесткости возникают перекосы подшипника, приводящие к преждевременному износу.

Подшипники рассчитывают по удельному давлению

$$q = \frac{Q}{bd} \approx 40\text{—}60 \text{ кг/см}^2,$$

где b — длина втулки; d — диаметр вала ($b/d \approx 1,3 \div 1,7$).

14.4. Карданная передача

Агрегаты, установленные на автомобиле и тракторе, удалены друг от друга и при работе из-за деформации рамы несколько смещаются (до 10°). Вследствие этого невозможно обеспечить соосность валов, передающих крутящий момент. Коробка передач жестко соединена с рамой автомобиля, а ведущий мост подвешен к раме посредством рессор. При изменении нагрузки на машину в процессе движения изменяется и длина рессор, а задний мост то

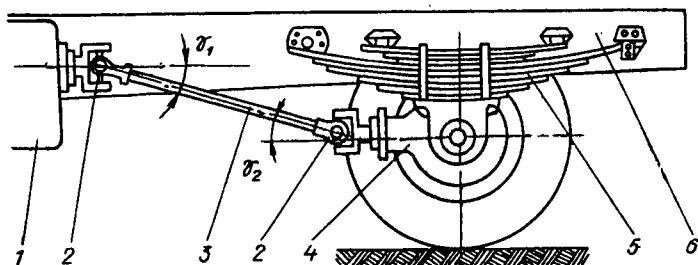


Рис. 14.14. Схема карданной передачи:

1 — коробка передач; 2 — карданы; 3 — карданный вал; 4 — ведущий мост;
5 — двойная рессора; 6 — рама автомобиля.

приближается к коробке, то удаляется от нее. Изменяется также и расстояние заднего моста от рамы. Следовательно, крутящий момент передается под постоянно изменяющимся углом γ наклона вала. Для передачи крутящего момента под переменным углом служит карданная передача, которая состоит из соединительных муфт (карданов) и карданных валов (рис. 14.14).

При больших расстояниях передачи карданный вал получается длинным, что снижает критическое число оборотов (обороты, при которых под действием центробежных сил вал разрушается). Чтобы устранить этот недостаток, вал выполняют из двух частей с применением промежуточной опоры на раме или кузове автомобиля. Таким образом, карданная передача состоит из карданов, двух валов (промежуточного и основного) и промежуточной опоры.

По своей конструкции соединительные муфты делятся на жесткие и мягкие (упругие). Жесткие карданы применяются в основном на автомобилях, так как допускают передачу крутящего момента под большим углом (до 30°). Жесткий кардан состоит из двух вилок, закрепленных на соединительных валах, и крестовины, установленной в проушинах вилок на игольчатых подшипниках. Подшипники смазываются полужидким маслом, которое удерживается сальниками. Избыток масла удаляется через предохранительный клапан, открывающийся при давлении $3,5 \text{ кг/см}^2$. Шарнирно соединенные вилки могут качаться на цапфах крестовины во взаимно перпендикулярных плоскостях. Карданные валы изготавливаются из тонкостенных стальных труб, к концам которых при-

варены с одной стороны шлицованный наконечник, с другой — вилка кардана. Длинный конец вилки кардана устанавливается на шлицованном наконечнике вала, по которому кардан может перемещаться. Это обеспечивает кардану универсальность, так как при изменении угла наклона карданного вала изменяется и его длина. При соединении валов одинарным карданом имеет место неравномерность вращения ведомого вала при равномерном вращении ведущего. Если ведущий вал повернется на угол α , то ведомый — на угол β , не равный α . Такая неравномерность будет тем больше, чем больше угол γ отклонения валов. За один оборот ведомый вал дважды обгоняет ведущий и дважды от него отстает. Это вызывает дополнительную инерционную нагрузку на детали трансмиссии и увеличивает их износ. Углы отклонения и поворота карданов находятся в следующей зависимости:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$

Угловое смещение при определенном повороте валов достигает своего максимума. Так, при $\gamma=30^\circ$ максимальное угловое смещение $\alpha-\beta=4^\circ$; при $\gamma=10^\circ$ угловое смещение составляет $0,4^\circ$.

Угловая скорость, так же как и угловое смещение, изменяется за один оборот четыре раза. Так, при $\gamma=30^\circ$ разность угловых скоростей максимальная, $\omega_B=0,16 \omega_A$; при $\gamma=10^\circ$ — $\omega_B=0,03 \omega_A$ (ω_B — угловая скорость ведомого вала, ω_A — угловая скорость ведущего вала).

Для устранения неравномерности вращения применяют двойной кардан, т. е. карданы устанавливаются на обоих концах карданного вала. При этом вилки карданов, закрепленные на концах вала, должны располагаться в одной плоскости. Неравномерность, создаваемая первым карданом, выравнивается вторым карданом. Зависимость углов кардана выражается соотношением

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha,$$

где γ_1 — угол между ведущим и карданным валами; γ_2 — угол между ведомым и карданным валами.

При равенстве углов $\gamma_1=\gamma_2$ $\alpha-\beta=0$, т. е. ведомый вал вращается так же равномерно, как и ведущий. Это очень важно в случае применения карданной передачи для привода передних колес машины.

Вместо двойного простого кардана в приводе к передним ведущим колесам применяют карданы равных угловых скоростей (рис. 14.15). *Шариковый кардан* состоит из двух вилок, четырех шариков, размещенных в желобах вилок, и центрального шарика, входящего в сферическое углубление в средней части вилки. Крутящий момент от ведущей вилки к ведомой передается через шарики, катящиеся по круговым желобам в вилках. Центральный шарик служит для их центровки. Он удерживается в определенном положении штифтами. Вследствие симметричности такого кардана относительно ведущей и ведомой вилок угловые скорости соединяемых валов будут одинаковыми.

Дисковый кардан имеет вилки, охватывающие два цилиндрических кулака. Во внутренние пазы кулаков помещен диск, соединяющий оба кулака и позволяющий передавать вращение от внутренней полуоси к наружной. Полуоси могут качаться в вертикальной плоскости каждая на своем кулаке и вместе с кулаком — вокруг диска в горизонтальной плоскости. Это подобно двум сочлененным вильчатым карданам, первый из которых создает неравномерность вращения, а второй устраняет ее. В результате вращение от внутренней полуоси к наружной передается равномерно.

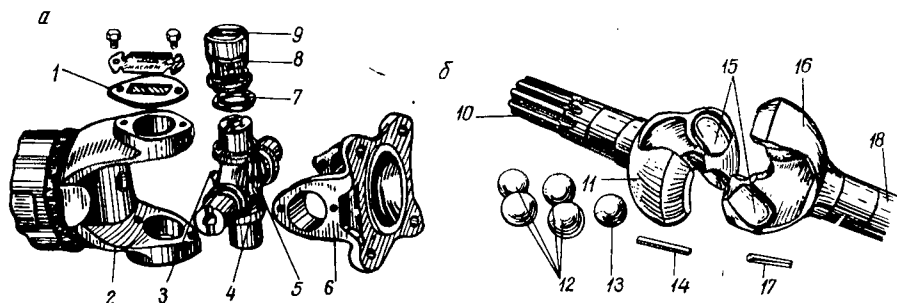


Рис. 14.15. Карданы:

а — жесткий кардан на игольчатых подшипниках; *б* — кардан равных угловых скоростей шариковый с делительными канавками; 1 — пластина, закрепляющая подшипники в отверстиях вилок; 2 и 6 — вилки кардана; 3, 5 и 7 — масленка, предохранительный клапан и резиновый сальник; 8 — игольчатые подшипники, собранные в стакане 9; 10 — шлицевый вал, соединенный со ступицей колеса; 11 и 16 — вилки шарикового кардана; 12 — четыре шарика, располагаемые в канавках; 13 — шарик, устанавливаемый в центре вилок; 14 — ось шарика; 15 — фасонные канавки; 17 — стопорная шпилька; 18 — приводной вал.

В приводе к передним колесам лесовозного автомобиля МАЗ-509 применяются шарниры равных угловых скоростей, так называемые двойные карданы. Двойной кардан (рис. 14.16) представляет собой два универсальных шарнира, соединенных короткой промежуточной деталью неизменной длины (постоянное расстояние между центрами шарниров). К обоим шарнирам прикреплены корпуса игольчатых подшипников, в которые опираются цапфы крестовины. Подшипники проворачивания и осевого перемещения предохраняются установочной крышкой.

Ведомый шарнир *а* и связанный с ним вал зафиксированы от перемещения в осевом направлении специальным болтом во фланце ступицы колеса. Ведущий шарнир *б* и связанный с ним ведущий вал имеют осевой ход (до 55 мм) в шлицевом соединении вала с шестерней колесного редуктора. Таким образом, ведущий шарнир и связанный с ним вал при повороте колес перемещаются вдоль оси. Углы α и β поворота карданной передачи по отношению к осям соединенных данным шарниром валов почти равны, и угловая скорость колеса получается равномерной.

В карданных передачах тракторов применяются упругие соединительные муфты — мягкие карданы, допускающие перекося валов до 5° . В таких муфтах перекося валов компенсируется за счет

деформации упругих элементов. На рис. 14.17 представлена телескопическая карданная передача, в которой в качестве упругих элементов служат резиновые втулки, размещенные в двух штампованных головках. Каждая головка закреплена между двумя крестообразными вилками посредством двух болтов, пропущенных через втулки. Втулки разжимаются пружиной до упора в резиновые сальники. Внутри втулок проходит приводной вал отбора мощности. Одна вилка расположена на шлицах вала главной муфты, вторая — на шлицах вала увеличителя крутящего момента. Таким

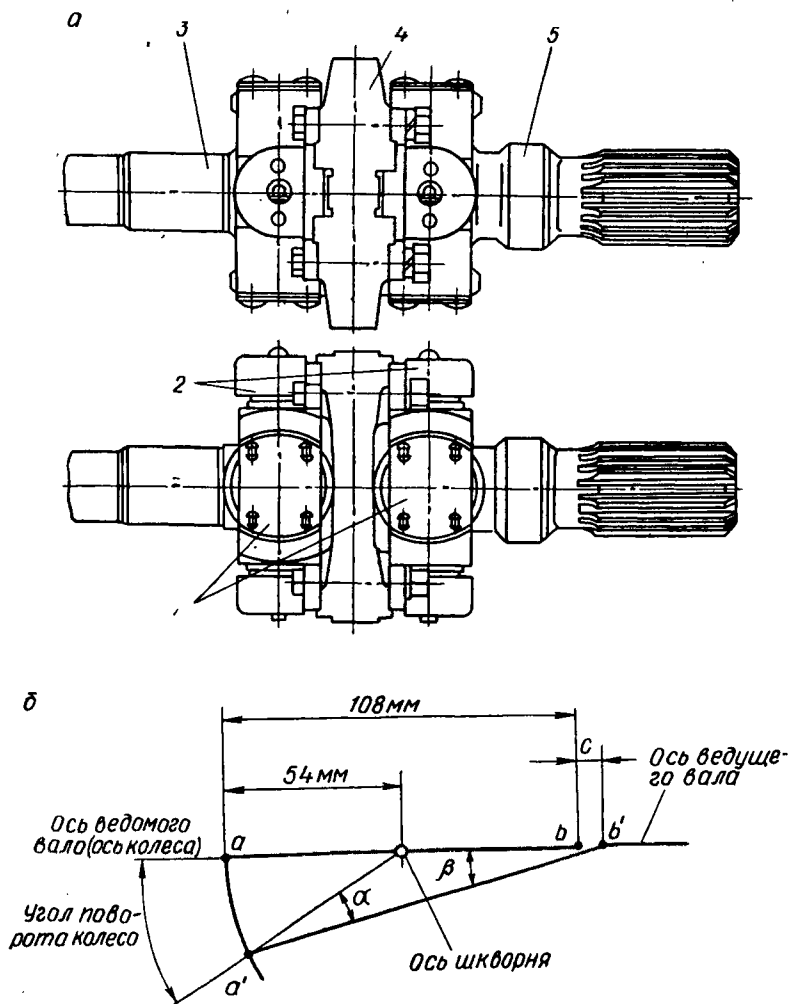


Рис. 14.16. Двойной кардан равной угловой скорости:

а — кардан; б — схема работы; 1 — установочная крышка игольчатого подшипника; 2 — корпус игольчатого подшипника; 3 — кулак шарнира наружный (к ступице управляемого колеса); 4 — обойма шарнира; 5 — кулак шарнира внутренний (ведущий вал).

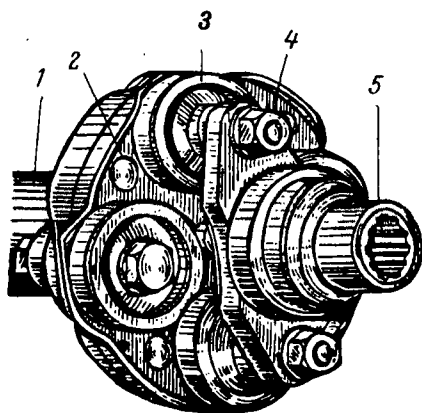


Рис. 14.17. Упругая карданная передача трактора:

1 и 5 — вилки кардана; 2 — диски; 3 — выштампованное гнездо; 4 — болты.

образом, крутящий момент передается от ведущей вилки через наружные шлицы на ведомую вилку, которая соединена с ней своими внутренними шлицами.

Карданный вал рассчитывается на кручение и проверяется на критическое число оборотов. При расчете на кручение запас прочности по пределу упругости принимается равным 2—3,5. Сравнительно длинный и тонкий вал склонен к вибрации. При наличии эксцентричной нагрузки возникает центробежная сила. По мере повышения оборотов действие этой силы увеличивается, и при некоторых оборотах прогиб вала получается равным бесконечности, т. е. при приближении к этим обо-

ротам вал должен сломаться. Такие обороты называются *критическими*. Карданный вал должен быть рассчитан на эти обороты. Его размеры выбираются так, чтобы критические обороты лежали выше максимальных оборотов вала, могущих иметь место при работе машины. Критическое число оборотов пустотелого вала определяется по формуле

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{D_m^2 - D_b^2}{L}} \text{ об/мин.}$$

Критическое число оборотов зависит от сечения вала и его длины. С точки зрения критического числа оборотов трубчатый вал дает значительно лучшие результаты, чем сплошной. Запас по критическому числу оборотов карданного вала принимается равным

$$\frac{n_{кр}}{n_{\max}} = 1,2 \div 2,0,$$

где n_{\max} — максимальное число оборотов карданного вала, соответствующее максимальной скорости движения машины.

Минимальная величина запаса по критическому числу оборотов допускается для валов с очень хорошей динамической балансировкой и высокой точностью изготовления шлицевых соединений. При динамической балансировке карданной передачи дисбаланс устраняют приваркой пластин на концах трубчатого вала. Для сохранения балансировки при разборке передачи на ступицу скользящей вилки и наконечник вала наносят метки, которые при сборке должны быть совмещены.

Уход за карданной передачей состоит в проверке крепления фланцев карданных валов и кронштейна промежуточной опоры. Необходимо периодически проверять посадку крестовины в иголь-

чатых подшипниках и подшипников в вилках, а также соблюдать периодичность смазки и соответствие технологии применяемого масла.

14.5. Главная передача и дифференциал

Главная передача. Главная передача служит для увеличения крутящего момента, подводимого от коробки передач, и передачи его через дифференциал (колесные машины) или муфты поворота (гусеничные машины) под прямым углом к ведущим колесам (рис. 14.18). Главные передачи по числу пар шестерен подразделяются на одинарные — с одной парой конических (гипоидных) шестерен — и двойные — передающие крутящий момент парой конических и парой цилиндрических шестерен.

Двойные главные передачи могут быть одно- и двухступенчатыми с двумя переключаемыми передачами, имеющими разные передаточные числа. У автомобилей малой и средней грузоподъемности применяется *одинарная коническая* передача. Разновидностью одинарной является *гипоидная* передача, у которой ось ведущей шестерни размещается ниже оси ведомой. Шестерни гипоидной передачи обеспечивают высокую плавность зацепления, так как имеют большую длину и толщину зубьев ведущей шестерни при прочих равных размерах передачи. Такая передача бесшумна в работе и более долговечна. Однако она весьма чувствительна к нарушению правильности зацепления, в ней большое взаимное скольжение зубьев, более высокий нагрев деталей и выдавливание смазки. В таких передачах необходимо применять специальную «гипоидную» смазку.

На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности применяется *двойная (редукторная)* передача, состоящая из двух конических и двух цилиндрических шестерен. Обычно эти шестерни распо-

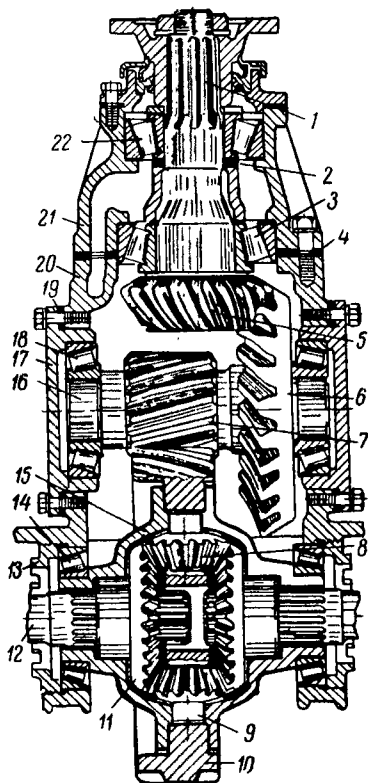


Рис. 14.18. Схема двойной главной передачи и дифференциала автомобиля:

1 — ведущий вал; 2, 4, 19 — регулировочные прокладки; 3, 14, 18, 22 — подшипники; 5 — ведущая коническая шестерня; 6 — ведомая коническая шестерня; 7 — ведущая цилиндрическая шестерня; 8 — сателлиты; 9 — крестовина дифференциала; 10 — ведомая цилиндрическая шестерня; 11 — полуосевая шестерня; 12 — полуоси; 13 — регулировочная гайка; 15 — коробка дифференциала; 16 — промежуточный вал; 17 — крышка подшипника; 20 — картер промежуточного вала; 21 — корпус ведущего вала.

лагаются в одном общем картере. В двойной главной передаче можно получить большее передаточное число при сравнительно небольших размерах передачи. Передаточные числа главной передачи у грузовых автомобилей составляют 6—9. При большом передаточном числе применяют двойные главные передачи с расположением цилиндрических передач у колес. У автомобиля МАЗ-500 и в его модификация пара конических шестерен (центральный редуктор) расположена в картере заднего моста, а планетарная цилиндрическая передача — у колес (планетарный колесный редуктор). Применение колесных передач позволяет разгрузить дифференциал и полуоси, уменьшить габаритные размеры моста и увеличить дорожный просвет.

Центральный одноступенчатый редуктор установлен в отверстии картера заднего моста. Ведущая шестерня изготовлена как одно целое с валом и установлена на двух конических и одном цилиндрическом роликоподшипниках. Между внутренними обоймами подшипников установлены распорное кольцо и регулировочные шайбы. Коробка дифференциала вращается в конических роликоподшипниках, регулируемых гайками. Зацепление шестерен главной передачи регулируется с помощью стальных прокладок.

Колесная передача (рис. 14.19) является второй ступенью ведущего моста. Она состоит из цилиндрических шестерен: малой солнечной шестерни, закрепленной на шлицах наружного конца полуоси; трех сателлитов, свободно вращающихся на осях, закрепленных в неподвижном водиле; коронной шестерни с внутренними зубьями, закрепленной на ступице колеса. Водило закреплено на кожухе полуоси.

У тракторов главная передача состоит из центральной конической передачи и бортовой (конечной) передачи (рис. 14.20). Центральные передачи одинарные. Ведущая малая коническая шестерня изготавливается совместно с вторичным валом коробки передач, а ведомая укрепена на поперечном валу, который передает крутящий момент через механизмы поворота и конечную передачу к звездочкам или ведомым колесам трактора. Конечная передача установлена у ведущих органов трактора и, подобно колесной передаче автомобилей, служит для получения в трансмиссии дополнительного передаточного числа. Конечные передачи бывают одинарными, с одной парой шестерен, и двойными.

Дифференциал. При повороте машины, чтобы избежать скольжения и связанной с этим потерей работы, ведущие органы ее должны вращаться с различными скоростями. Механизм, дающий возможность колесам вращаться с различными скоростями и передающий при этом крутящий момент, называется *дифференциалом*.

Дифференциал может быть осевым и межосевым. *Осевой дифференциал* устанавливается между колесами одного моста и позволяет им вращаться с различными скоростями. *Межосевой дифференциал* обычно располагается в раздаточной коробке и позволяет вращаться с различными скоростями колесам переднего и заднего (или среднего и заднего) мостов автомобиля. По конструкции

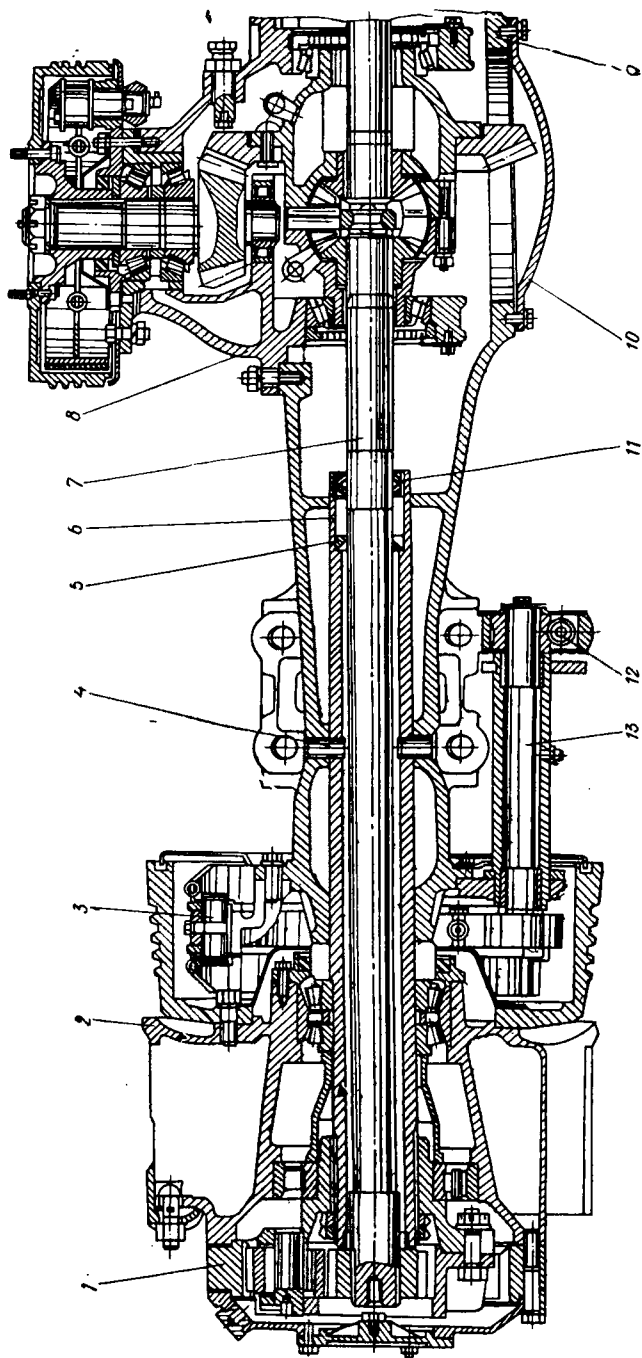


Рис. 14.19 Задний ведущий мост с центральным редуктором и колесной передачей:

1 — колесная (планетарная) передача — вторая ступень редуктора ведущего моста; 2 — ступица заднего колеса; 3 — тормоз заднего колеса; 4 — стопорный штифт кожуха полуоси; 7 — полуось; 8 — картер заднего моста; 9 — центральный редуктор; 10 — задняя крышка картера; 11 — спаренный сальник полуоси; 12 и 13 — регулировочный рычаг и разжимной кулак тормоза.

дифференциалы бывают шестеренчатые, кулачковые и червячные. Шестеренчатые дифференциалы в свою очередь выполняются с коническими и цилиндрическими шестернями.

По принципу работы дифференциалы делятся на простые (без блокировки) и блокирующиеся с принудительной блокировкой и с самоблокировкой. Причем последние могут быть повышенного трения и с механизмом свободного хода без учета трения. Дифференциалы бывают симметричные и несимметричные. *Симметричный*

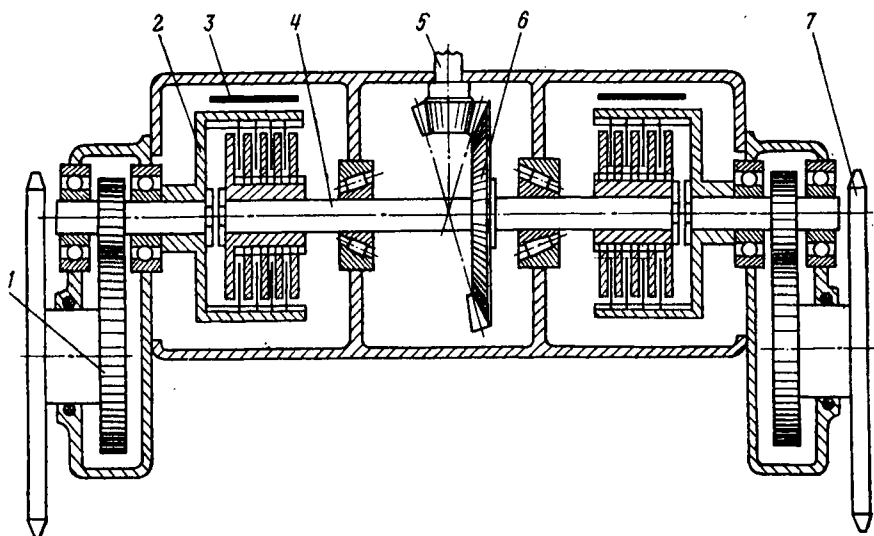


Рис. 14.20. Схема заднего моста гусеничного трактора:

1 — коническая (бортовая) передача; 2 — механизмы поворота (бортовые фрикционы); 3 — тормоза; 4 — поперечный вал; 5 — ведущая шестерня центральной передачи; 6 — ведомая шестерня; 7 — звездочка.

межколесный дифференциал при малом внутреннем трении распределяет крутящий момент поровну между полуосями. *Несимметричный* дифференциал применяется в трансмиссиях автомобилей высокой проходимости и распределяет крутящий момент по ведущим мостам в заданном отношении.

Наибольшее распространение получили межколесные симметричные дифференциалы с коническими шестернями (рис. 14.21). Коробка дифференциала жестко связана с ведомым колесом главной передачи. В коробке закреплена крестовина, на шлицах которой свободно сидят малые конические шестерни — сателлиты. Они находятся в постоянном зацеплении с полуосевыми шестернями. При движении машины по прямой и ровной дороге оба колеса испытывают одинаковые сопротивления, сателлиты вокруг своих осей вращаться не будут. Дифференциальная коробка и полуоси, а следовательно, и колеса при этом вращаются как одно целое с одинаковым числом оборотов:

$$n_A = n_B = n_{\text{кор.}}$$

При движении по кривой колесо, идущее по внутренней дуге,

проходит меньший путь, вследствие чего испытывает большее сопротивление, стремясь к проскальзыванию. Но так как сопротивление скольжению колеса о дорогу больше, чем сопротивление в коробке дифференциала, то сателлиты покатаются по полуосевой шестерне внутреннего колеса, увеличивая обороты полуоси наружного колеса. Благодаря этому ведущие колеса в одно и то же время могут проходить разные расстояния.

Если при повороте полуось A является внешней, а полуось B — внутренней, то имеют место следующие соотношения:

$$n_A = n_{\text{кор}} + n_{\text{сат}} \frac{z_{\text{сат}}}{z_{\text{ш}}}; \quad (14.1)$$

$$n_B = n_{\text{кор}} - n_{\text{сат}} \frac{z_{\text{сат}}}{z_{\text{ш}}}, \quad (14.2)$$

где $n_{\text{кор}}$ — число оборотов коробки дифференциала (или ведомой шестерни главной передачи); $n_{\text{сат}}$ — число оборотов сателлита вокруг своей оси; $z_{\text{сат}}$ и $z_{\text{ш}}$ — число зубьев шестерни-сателлита и полуосевой шестерни. При сложении приведенных уравнений получим:

$$n_A + n_B = 2n_{\text{кор}} \text{ или } n_{\text{кор}} = \frac{n_A + n_B}{2}.$$

Число оборотов коробки дифференциала равно полусумме оборотов полуосей. В случае полной остановки одной из полуосей скорость второй полуоси равняется удвоенной скорости вращения коробки дифференциала, т. е. при $n_A = 0$ $n_B = 2n_{\text{кор}}$.

При торможении коробки дифференциала $n_{\text{кор}} = 0$, и при неодинаковом сопротивлении со стороны дороги $n_A = -n_B$. Полуоси и колеса будут вращаться в разные стороны с одинаковой скоростью. Если из уравнения (14.1) вычесть (14.2), то получим зависимость для определения скорости вращения сателлита:

$$n_A - n_B = 2n_{\text{сат}} \frac{z_{\text{сат}}}{z_{\text{ш}}}, \quad \text{откуда } n_{\text{сат}} = \frac{n_A - n_B}{2} \cdot \frac{z_{\text{ш}}}{z_{\text{сат}}}.$$

Для определения скорости вращения сателлитов при повороте машины необходимо установить зависимость ее от скорости движения машины: v_a и радиуса поворота ρ . Такая зависимость выражается формулой

$$n_{\text{сат}} = \frac{15}{\pi r_k} \cdot \frac{B}{\rho} \cdot \frac{z_{\text{ш}}}{z_{\text{сат}}} v_a \text{ об/мин},$$

где r_k — радиус колеса машины, м; ρ — радиус поворота, м; B — поперечная база машины, м; v_a — скорость машины, м/сек.

Моменты, передаваемые от коробки дифференциала ведущим полуосям, отличаются лишь на величину момента, затраченного на трение в сателлитах и полуосевых шестернях:

$$M_A = 0,5M_{\text{кор}} - M_{\text{тр}}; \quad M_B = 0,5M_{\text{кор}} + M_{\text{тр}}; \quad M_B - M_A = 2M_{\text{тр}}.$$

Момент трения в сравнении с крутящим моментом ведущих полуосей имеет малую величину, и им можно пренебречь. В таком случае при равномерном движении имеет место равенство моментов

$$M_A = M_B = 0,5M_{\text{кор}}.$$

При силе сцепления ведущих колес, большей суммы сил сопротивления движению $P_{\text{сц}} > \sum P_{\text{сопр}}$, и при равномерном движении на прямой к ведущим полуосям приложены моменты $0,5 M_{\text{кор}}$, направленные по продольной оси. При недостаточном сцеплении одного из колес (например, правого) $p_{\text{сц}} < \frac{0,5 M_{\text{кор}}}{r_{\text{к}}}$ и одинаковых моментах, подводимых к полуосям, тяговое усилие на ведущих колесах будет превышать силы сцепления правого колеса. Сумма тяговых сил двух колес равна $P_0^{\text{пр}} + P_0^{\text{л}} = 2P_{\text{сц}}^{\text{пр}}$ и получается меньше, чем $\frac{M_{\text{кор}}}{r_{\text{к}}}$.

Если эта результирующая сила $2P_{\text{сц}}^{\text{пр}}$ меньше суммы сил сопротивления $\sum P_{\text{сопр}}$, то машина не сдвинется с места. При этом правое колесо под действием избыточного момента $0,5 M_{\text{кор}} - P_{\text{сц}}^{\text{пр}} r_{\text{к}}$ будет вращаться с удвоенной скоростью (буксовать), а левое останется неподвижным. В силу этого снижаются тяговые качества машины. Такой недостаток дифференциала можно устранить путем установки блокирующего устройства (кулачковая муфта, соединяющая одну полуось с коробкой дифференциала). Расчетный момент на каждую полуось при блокировке ограничивается по сцеплению и равен

$$M_{\text{пол}}^{\text{макс}} = \frac{0,5 G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{диф}}},$$

где $G_{\text{сц}}$ — реакция грунта на ведущие колеса (сцепной вес);

$i_{\text{диф}}$ — передаточное число между дифференциалом и колесами. Момент, подводимый к коробке дифференциала:

$$M_{\text{кор}} = M_{\text{дв}} i_{\text{к}}^x i_{\text{о}} \eta_{\text{м}},$$

где $i_{\text{к}}^x$ — передаточное число коробки передач на передаче x ;

i — передаточное число главной передачи; $\eta_{\text{м}}$ — КПД трансмиссии.

Межосевые дифференциалы. На многоприводных автомобилях при движении по дорогам с твердым покрытием для предотвращения циркуляции мощности между включенными ведущими мостами применяются межосевые дифференциалы и обязательно предусматривается блокировка. *Межосевой дифференциал* дает возможность колесам ведущих мостов иметь различную скорость при движении по неровной дороге, когда колеса каждой оси за один и тот же промежуток времени проходят разные пути. Межосевые дифференциалы по отношению к соединяемым ведущим осям выполняют ту же роль, что и межколесный дифференциал по отношению к правому и левому колесам. На грузовых автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами применяется несимметричный межосевой дифференциал, который распределяет крутящий момент между передней и задней осями пропорционально приходящемуся на них весу. Такой дифференциал установлен в трансмиссии (раздаточной коробке) автомобиля МАЗ-509 (рис. 14.10).

На рис. 14.22 приведена схема *раздаточной коробки и дифференциала*. Шестерни 1 приводят во вращение шестерню 2, связанную с водилом 3 дифференциала. Сателлиты 4 находятся в зацеплении с коронной шестерней 5 и солнечной шестерней 6. Коронная

шестерня связана карданной передачей с задним ведущим мостом, а солнечная шестерня через дополнительный вал, шестерни, вал привода и карданную передачу связана с передним ведущим мостом. Передаточное отношение у несимметричного дифференциала $i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{M_2}{M_1}$ больше единицы. В рассматриваемом дифференциале радиус начальной окружности коронной шестерни r_2 вдвое больше радиуса солнечной шестерни r_1 , а значит, и момент, подводимый

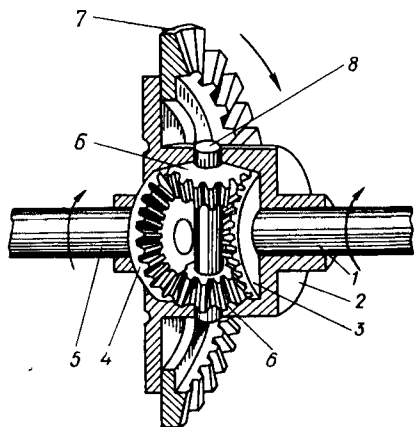


Рис. 14.21. Схема дифференциала:

1, 5 — полуоси; 2 — коробка дифференциала; 3, 4 — полуосевые шестерни; 6 — сателлиты; 7 — ведомая шестерня центральной главной передачи; 8 — оси сателлитов (крестовины).

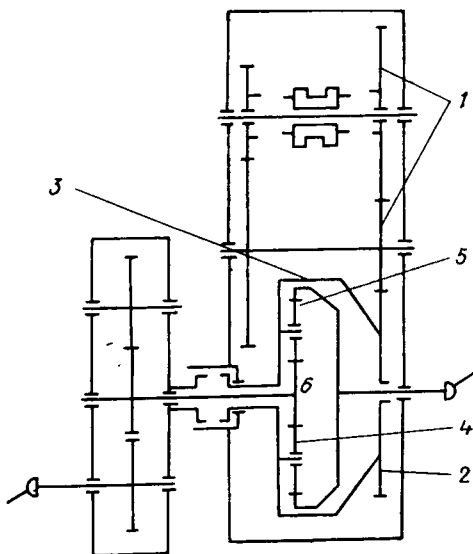


Рис. 14.22. Схема раздаточной коробки с межосевым дифференциалом.

к заднему мосту, вдвое больше переднего ($1/3$ момента передается к передней оси и $2/3$ — к задней).

Привод колес. Полуоси автомобилей служат для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам. При движении машины на полуось действуют (рис. 14.23) *крутящий момент*, передаваемый на колесо (он вызывает скручивание полуоси); *вертикальная реакция*, возникающая от действия силы тяжести, которая приходится на колесо (эта сила изгибает полуось в вертикальной плоскости); *тяговое усилие*, возникающее на колесе под действием крутящего момента и сцепления колеса с дорогой (во время торможения вместо тягового усилия действует тормозная сила, направленная в обратную сторону); *боковая реакция* — осевая сила, возникающая при движении машины с поперечным уклоном или при его повороте (она изгибает конец полуоси в вертикальной плоскости).

В зависимости от усилий, воспринимаемых полуосями, и расположения подшипников различают полуразгруженные и полно-

стью разгруженные полуоси (рис. 14.24). *Полуразгруженная полуось* внешним концом опирается на подшипник, установленный в блоке ведущего моста на расстоянии a_n от средней плоскости колеса. Реакция Z_K на плече a_n и боковая сила X_K на плече R_n создают

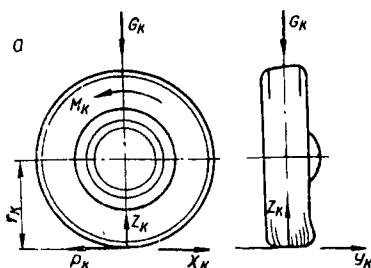


Рис. 14.23. Схема сил, действующих на ведущие колеса автомобиля.

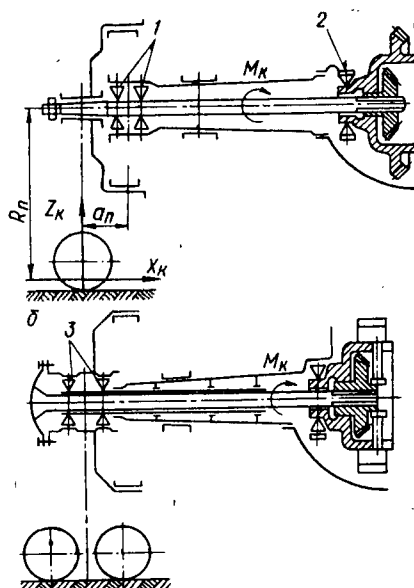


Рис. 14.24. Схемы ведущих полуосей:

а — полуразгруженная полуось; *б* — разгруженная полуось; 1, 2, 3 — подшипники.

моменты, изгибающие полуось в вертикальной плоскости. Тяговое усилие P_K на плече a создает изгибающий момент, действующий в горизонтальной плоскости. Ступица колеса закрепляется на конической части полуоси при помощи шпонки и гайки. Такие полуоси применяются в основном на легковых автомобилях и грузовиках малой грузоподъемности.

При полностью разгруженных полуосях ступица колеса устанавливается на кожухе полуоси на двух широко расставленных подшипниках, передающих дополнительные усилия при заносах машины и поворотах от колес картеру заднего моста. Полуоси воспринимают только крутящий момент, они работают на кручение. Такие полуоси применяются на всех грузовых автомобилях.

Главная передача, дифференциал и полуоси заключены в одном общем картере, который называется *ведущим мостом автомобиля*.

В заднем мосту гусеничного трактора размещены центральная передача, механизм поворота, тормоза и конечные передачи.

Уход за задним мостом заключается в проверке креплений всех механизмов, своевременной их смазке, промывке воздушных отверстий сапуна, засорение которых может вызвать течь масла из-за повышения давления в картере заднего моста. Необходимо периодически проверять, регулировать зацепление конических шестерен центральной передачи и конических подшипников.

ГЛАВА 15. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

15.1. Общие сведения

При гидравлической передаче вал двигателя не имеет жесткой связи с ведущими осями тяговой машины. Весь крутящий момент передается при помощи энергии потока жидкости, создаваемой в гидроаппаратах. Трансформация энергии обусловлена изменением давления потока жидкости, направления движения и величины скорости жидкости, проходящей через передачу. Гидравлическая передача представляет собой пару гидравлических машин, состоящую из гидронасоса, соединенного с валом теплового двигателя, и турбины (гидравлического двигателя), работающей за счет энергии жидкости, нагнетаемой насосом. Гидравлические передачи по принципу работы делятся на гидростатические и гидродинамические.

В *гидростатических передачах* крутящий момент на выходном валу получается за счет использования давления рабочей жидкости при незначительной ее скорости (2—3 м/сек). Гидростатическая передача состоит из ротационного (или поршневого) насоса, соединенного с валом теплового двигателя, и объемного гидродвигателя, связанного через зубчатую передачу с движущими осями тепловоза. Гидронасос и гидродвигатель соединены трубопроводами. Их валы независимы и связаны только посредством жидкости. Эта передача пригодна для небольших мощностей и невысоких угловых скоростей, но может быть выполнена с высокими передаточными числами. Она применяется в качестве передач для вспомогательных механизмов тепловозов (вентиляторов холодильников дизеля и т. п.), для привода ведущих колес прицепов и др.

В *гидродинамических передачах*, или турбопередачах, крутящий момент создается в основном кинетической энергией движущейся жидкости. Эта передача характеризуется высокими скоростями движения жидкости. Она представляет собой объединенные в одну конструкцию центробежный насос и центростремительную турбину. Здесь рабочая жидкость из одной части корпуса перетекает в другую без посредства трубопроводов с меньшими потерями энергии на сопротивление. Конструкция гидроаппарата получается компактной, обеспечивается плавное изменение направления движения жидкости между насосом и турбиной.

Гидродинамическая передача применима для высоких мощностей, которые характерны для современных тепловозов и больше-

грузных тягачей. С повышением угловой скорости размеры передачи уменьшаются. Поэтому при недостаточно быстроходных тепловых двигателях насос присоединяют к валу двигателя через повышающую зубчатую передачу. В гидродинамических передачах используются два вида гидроаппаратов: *гидромуфта*, работающая без трансформации момента, и *гидротрансформатор*, в котором мо-

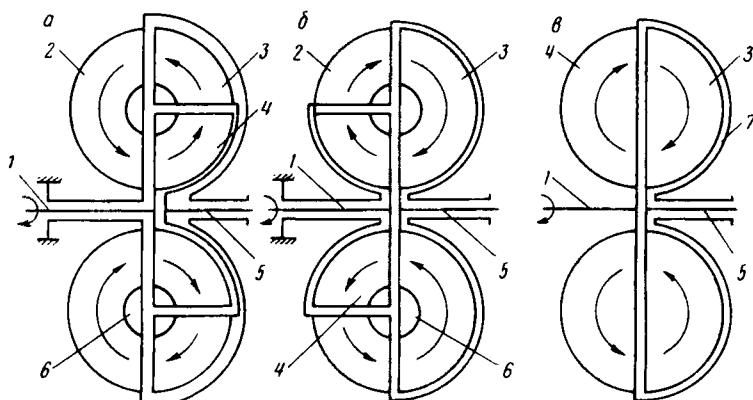


Рис. 15.1. Схемы гидравлических аппаратов:

а — гидротрансформатор I класса; *б* — гидротрансформатор II класса; *в* — гидромуфта; 1 — вал насосного колеса; 2 — направляющий аппарат; 3 — колесо турбины; 4 — колесо центробежного насоса; 5 — вал турбинного колеса (ведомый вал); 6 — внутреннее кольцо гидротрансформатора (ТОР); 7 — кожух, соединенный с насосным колесом.

мент трансформируется между валами насоса и турбины. В зависимости от направления потока жидкости различают гидротрансформаторы 1-го и 2-го классов (рис. 15.1).

15.2. Гидромуфта

Гидромуфта состоит из двух колес с лопастями — насоса и турбины, в рабочем пространстве которых жидкость перемещается по замкнутому кругу. Центробежный насос связан с валом теплового двигателя, а турбина — с выходным валом муфты и далее через зубчатую передачу с колесами машины. Валы насоса и турбины механически разобщены, и крутящий момент между ними передается движущейся жидкостью.

Действие гидромуфты (рис. 15.2) основано на принципе превращения энергии в лопастных системах насоса и турбины. При вращении ведущего (входного) вала жидкость в насосе под действием центробежной силы перемещается в направлении от центра вращения к внешнему образующему кругу насосного колеса. Диаграмма скоростей в центробежном насосе представлена на рис. 15.3. Рабочее колесо насоса при входе жидкости имеет окружную скорость $u_{1н} = \omega r_{1н}$. При установившемся потоке жидкость попадает в насос со скоростью $v_{1н}$. В результате действия этих двух скоростей между жидкостью и лопатками образуется отно-

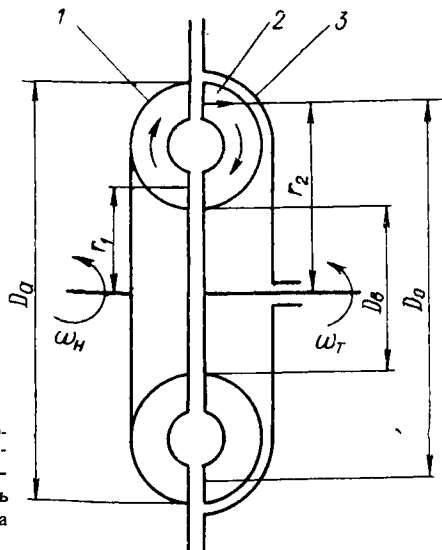


Рис. 15.2. Схема гидромукты:

1 — колесо насоса; 2 — колесо турбины; 3 — корпус муфты; r_1 и r_2 — радиусы вращения центров входной и выходной струй жидкости; D_a — активный диаметр; D_0 — диаметр, окружность которого делит площадь кольца циркуляции на две равные части; $D_в$ — внутренний диаметр.

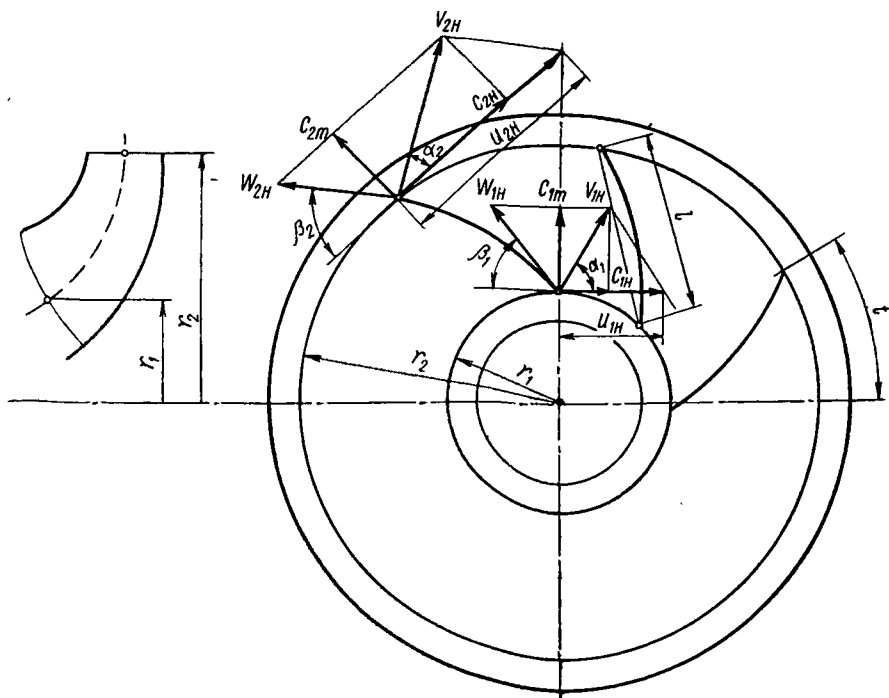


Рис. 15.3. Диаграмма скоростей жидкости в центробежном насосе:

w — относительная скорость; v — абсолютная скорость; u — окружная скорость; c_n — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости; c_m — меридиональная скорость; l — шаг решетки; l — длина хорды лопатки.

сительная скорость $\omega_{1н} = v_{1н} - u_{1н}$, с которой жидкость и проходит по каналу колеса. Благодаря изменению сечений каналов колеса при выходе из насосного колеса относительная скорость изменяется от $\omega_{1н}$ до $\omega_{2н}$. Наружный обод насосного колеса имеет скорость $u_{2н} = \omega r_{2н}$. В результате действия этих двух скоростей получается абсолютная скорость выхода жидкости с лопаток насоса, равная $v_{2н} = u_{2н} + \omega_{2н}$.

Скорость движения жидкости по мере увеличения радиуса от $r_{1н}$ до $r_{2н}$ растет и на выходе из насоса получается большей, чем при входе в него. Разность этих скоростей создает гидравлический напор, который заставляет жидкость перетекать в турбину, что и приводит к непрерывной циркуляции ее внутри кольца, называемого кругом циркуляции. Одновременно жидкость вращается относительно оси входного вала в направлении вращения вала теплового двигателя. Частицы рабочей жидкости, которые протекают в междупластных каналах вращающихся колес гидромолоты, участвуют в сложном пространственном движении, состоящем из переносного вращательного и относительного поступательного движений вдоль лопасти. Геометрическая сумма переносной u и относительной ω скоростей определяет результирующую абсолютную скорость частицы ($v = u + \omega$). Проекции абсолютных скоростей $v_{1н}$ и $v_{2н}$ на направление окружной скорости $u_{1н}$ и $u_{2н}$ обозначим через $c_{1н} = v_{1н} \cos \alpha_1$ и $c_{2н} = v_{2н} \cos \alpha_2$. Скорости $u_{1н}$ и $u_{2н}$ направлены по касательной к колесу, и их величины соответствуют окружной скорости. Для относительной скорости $\omega_{1н}$ направление задается профилем лопатки так, чтобы направление $v_{1н}$ мало отличалось от направления струи при входе в колесо. Лопатки же устанавливаются с учетом получения радиального направления жидкости по отношению к колесу. На выходе жидкость не должна ударяться о стенку и угол ее скорости $v_{2н}$ по отношению к стенке должен быть по возможности небольшим. Важно также уменьшить абсолютную величину $v_{2н}$, что приведет к снижению гидравлических потерь, пропорциональных кубу скорости.

В практике применяют различные профили лопаток. В быстроходных насосах лопатки имеют изгиб в сторону, противоположную вращению. Это приводит к снижению напора, но одновременно существенно уменьшает гидравлические потери и повышает КПД.

Основными параметрами, характеризующими работу насоса, являются напор жидкости H и ее секундный расход Q . Для определения величины напора пользуются теоремой о моменте количества движения. Согласно теореме, вращающий момент, приложенный к телу, равен разности моментов количества движения в единицу времени относительно оси вращения. При рассмотрении процесса работы насоса условно принимают, что лопастная система состоит из множества бесконечно тонких лопастей, которые разбивают поток жидкости на большое число элементарных струек массы Δm и направляют течение каждой из этих струек. Уравнение момента количества движения для элементарной струйки имеет вид

$$\Delta M \Delta t = \Delta m (c_{2н} r_{2н} - c_{1н} r_{1н}).$$

При установившихся скоростях течения элементарных струек уравнение можно распространить на весь поток:

$$M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_{2n} - c_{1n} r_{1n}) \text{ кгм},$$

где Q — весовая производительность насоса в секунду, кг/сек ; Q — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{сек}$; γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 .

Если умножить обе части уравнения на угловую скорость вращения колеса насоса ω_n , то получим полезную мощность насоса

$$N_n = M_n \omega_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_{2n} - c_{1n} r_{1n}) \omega_n = \gamma Q H_n.$$

Напор, создаваемый насосом, определяется уравнением Эйлера при предположении, что число лопаток бесконечно велико:

$$H_t = \frac{1}{g} (c_{2n} u_{2n} - c_{1n} u_{1n}) \text{ м}.$$

Это и есть уравнение для рабочих колес турбомашин. H_t —

теоретический напор при бесконечно большом числе лопаток, т. е. при предположении совпадения всех струек потока жидкости с очертанием лопастей.

В действительности, насосное колесо имеет конечное и притом ограниченное число лопастей, что отражается на характере движения жидкости. Для определения теоретического напора при конечном числе лопастей вводят коэффициент K :

$$H_t = K H_t = \frac{1}{g} (c_{2n} u_{2n} - c_{1n} u_{1n}),$$

где $K \approx 0,6 \div 0,9$, а $c_{2n} < c_{2n}$.

Действительный напор, создаваемый насосом с учетом гидравлических потерь в лопастной системе, $H = \eta_{г.н} H_t$ м. Здесь $\eta_{г.н} = 0,95 \div 0,97$ — гидравлический коэффициент полезного действия насоса.

Как выше установлено, теоретический момент, нагружающий лопасти насоса (без учета сил трения), равен изменению момента количества движения секундной массы жидкости, которая протекает через лопастную систему насоса:

$$M_n = \frac{N_n}{\omega_n} = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_{2n} - c_{1n} r_{1n}) \text{ кгм}.$$

Момент, вращающий турбину, равен изменению момента количества движения секундной массы жидкости, которая протекает через лопастную систему турбины:

$$M_t = \frac{N_t}{\omega_t} = \frac{\gamma Q}{g} (c_{1t} r_{1t} - c_{2t} r_{2t}) \text{ кгм}.$$

Так как выход насоса и вход турбины, а также выход турбины и вход насоса соединены непосредственно, то имеем:

$$c_{1n} = c_{2t}; \quad c_{1t} = c_{2n}; \quad r_{1n} = r_{2t}; \quad r_{2n} = r_{1t}.$$

Следовательно, $M_n = M_t$.

Энергия жидкости, поступающей из насоса на лопасти турбины,

превращается последней в механическую работу. Напор, полезно срабатываемый турбиной,

$$H_T = \eta_{гт} H_t = \frac{1}{g} (c_{1т} u_{1т} - c_{2т} u_{2т}) \text{ м,}$$

где $\eta_{гт} = 0,80 \div 0,88$ — гидравлический КПД гидротурбины.

Насосное колесо передает всю мощность теплового двигателя рабочей жидкости, которая возвращает ее турбинному колесу:

$$N_n = \gamma Q H_t \text{ кгм/сек или } N_n = \frac{\gamma Q H_t}{75} \text{ л. с.}$$

Если нет дополнительного отбора мощности от двигателя для привода других агрегатов, мощность насоса равняется мощности двигателя: $N_n = N_e$.

Крутящий момент передается через муфту без изменения, но угловая скорость выходного вала меньше угловой скорости входного на величину скольжения

$$S = \frac{\omega_n - \omega_t}{\omega_n} = \frac{n_n - n_t}{n_n} \approx 0,02 \div 0,05.$$

Коэффициент полезного действия гидромуфты

$$\eta_{гм} = \frac{n_t}{n_n} = 1 - S \approx 0,95 \div 0,98.$$

Гидромуфта имеет то преимущество перед муфтой трения, что не требует специальных приводов для сцепления и расцепления и приводится в действие путем наполнения рабочего пространства жидкостью. При этом момент плавно увеличивается по мере заполнения муфты жидкостью.

Мощность, теряемая в гидромуфте, расходуется на нагрев циркулирующей жидкости и корпуса муфты. Для предотвращения повышения температуры внутри муфты выше нормальной на поверхности колеса делаются небольшие отверстия, через которые часть масла вытекает и направляется в холодильник. Охлажденное масло посредством шестеренчатого насоса снова подается в полость муфты.

Основные расчетные уравнения показывают, что напор, создаваемый и срабатываемый лопастными системами, а также передаваемые моменты и мощности зависят в конечном итоге от геометрических размеров и скорости вращения гидроаппарата.

Для определения геометрических размеров гидроаппарата принимают за единицу измерения активный диаметр D_a (наибольший внутренний диаметр в меридиональном сечении). Скорости вращения колеса и определяемые ими составляющие и результирующие скорости потока жидкости будут пропорциональны произведению числа оборотов колеса на радиус вращения, выраженный в единицах D_a . Это значит, что u , c , w и т. д. пропорциональны $n D_a$.

Таким образом, на основании уравнения $H_t = \frac{1}{g} (u_{2н} c_{2н} - u_{1н} c_{1н})$ теоретический напор насоса

$$H_t \approx \frac{n_n^2 D_a^2}{2g} \text{ или } H_t = K_1 n_n^2 D_a^2 \text{ м, где } K_1 \text{ — постоянная величина,}$$

зависящая от геометрических размеров насосного колеса.

Секундный расход жидкости

$Q \approx c_m f$ или $Q = K_2 n_n D_a^3 \text{ м}^3/\text{сек}$, где $c_m = K'_n D_a$ — меридианальная составляющая результирующей скорости потока жидкости; $f = K'' D_a^2$ — живое сечение междуплостных каналов; $K_2 = K' K''$ — коэффициент пропорциональности.

Мощность, передаваемая лопастной системой насоса,

$$N_n = \frac{1}{75} \gamma Q H_t = \gamma K_1 K_2 n_n^3 D_a^5 \text{ л. с.}$$

Момент, передаваемый колесом насоса,

$$M_n = \frac{75 N_n}{\omega_n} = \frac{30 \gamma}{\pi} K_1 K_2 n_n^2 D_a^5 \text{ кгм.}$$

Если в приведенных уравнениях заменить значение $\frac{30 \gamma}{\pi} K_1 K_2 = \lambda_n$ и $\frac{1}{75} K_1 K_2 = \tau_n$, то получим:

$$N_n = \tau_n \gamma n_n^3 D_a^5 \text{ л. с.}; M_n = \lambda_n \gamma n_n^2 D_a^5 \text{ кгм.}$$

Для турбинного колеса $M_t = K M_n = \lambda_t \gamma n_n^2 D_a^5 \text{ кгм}$, где $\lambda_t = K \lambda_n$.

Геометрически подобные гидроаппараты характеризуются коэффициентами τ и λ .

Размеры муфты находятся в зависимости от передаваемой мощности, числа оборотов и величины скольжения.

Мощность, воспринимаемая насосным колесом,

$$N_n = \frac{M_n n_n}{716,2} = \frac{\lambda_n \gamma n_n^3 D_a^5}{716,2} = A \left(\frac{n_n}{100} \right)^3 D_a^5 \text{ л. с.},$$

где $A = \frac{10^6}{716,2} \lambda_n \gamma$ — коэффициент мощности, который выражает нагрузку насоса в л. с. при $n_n = 100 \text{ об/мин}$ и активном диаметре $D_a = 1 \text{ м}$.

По заданным условиям определяется активный диаметр

$$D_a = \sqrt[5]{\left(\frac{100}{n_n} \right)^3 \frac{N}{A}} \text{ м.}$$

Коэффициент мощности зависит от скольжения. При $S = 3\%$ $A = 0,8 \div 1,0$; при $S = 5\%$ $A = 1,5 \div 2,0$.

Мощность, подводимая от дизеля к насосному колесу, равняется эффективной мощности теплового двигателя за вычетом потерь:

$$N_n = N_e \beta \eta_{п.п.},$$

где β — коэффициент, учитывающий расход мощности на вспомогательные нужды (привод компрессора, вентилятора и др.): $\beta = 0,90 \div 0,95$; $\eta_{п.п.}$ — КПД пары зубчатых колес повышающей передачи. Для передачи заданной мощности выгодно увеличивать число оборотов насосного колеса, так как при этом уменьшаются активный диаметр и габариты гидропередачи, а также требуется меньший объем жидкости для заполнения гидромашин. Увеличение

числа оборотов насосного колеса ограничивается трудностями отвода тепла от рабочей жидкости при малых размерах гидромашин большой мощности, а также опасностью превышения окружных скоростей колес, допускаемых по условиям прочности.

Каждый гидроаппарат характеризуется кривыми изменения его КПД, крутящего момента двигателя и числа оборотов насосного

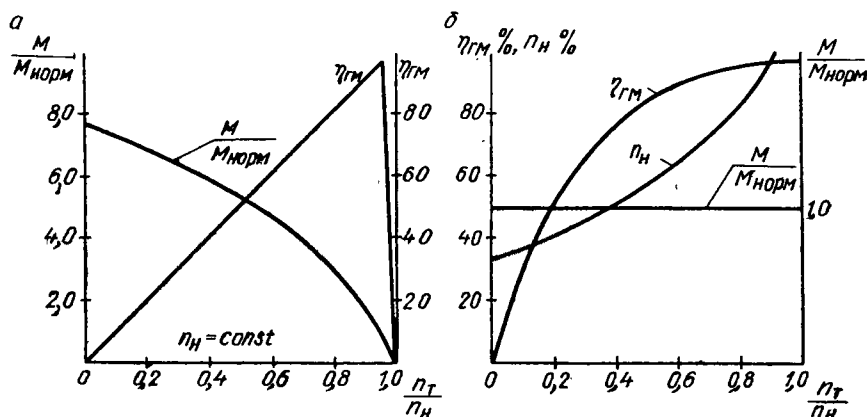


Рис. 15.4. Характеристики гидромукты:

a — внешняя; b — тяговая; M — передаваемый муфтой момент; $M_{норм}$ — расчетный нормальный момент; $\frac{n_{\tau}}{n_{н}}$ — передаточное отношение гидромукты; $\eta_{гм}$ — КПД гидромукты; $n_{н}$ — число оборотов насосного колеса.

колеса в зависимости от числа оборотов турбинного колеса. Графическое изображение этих зависимостей называется основной характеристикой гидромашин (рис. 15.4):

$$\eta_{гм} = \frac{M_{\tau} n_{\tau}}{M_{н} n_{н}} = \frac{n_{\tau}}{n_{н}} = \frac{1}{i}.$$

При $n_{н} = const$ с увеличением n_{τ} отношение $\frac{1}{i}$, а следовательно, и КПД гидромукты приближается к единице. С уменьшением n_{τ} КПД гидромукты уменьшается и при $n_{\tau} = 0$ также равен нулю.

Передаточное отношение гидромукты характеризует экономичность ее работы и определяет значение скольжения насосного колеса относительно турбинного. Наивысшему значению КПД соответствует $S = 0.03 \div 0.02$, а наименьшему ($\eta_{гм} = 0$) значению $S = 1.0$ — стоповый режим. Момент, передаваемый гидромуктой при максимальном КПД, называется нормальным.

Из характеристики видно, что за счет увеличения скольжения и понижения КПД можно значительно увеличить передаваемый момент по сравнению с нормальным, если указанное увеличение допускает двигатель.

Гидромукта обладает полной прозрачностью, т. е. при любых условиях работы всегда соблюдается равенство моментов насосного

и турбинного колес. Управление гидромуфтой осуществляется путем изменения числа оборотов ведущего вала, степени заполнения жидкостью рабочей полости и формы проточной части.

В тепловозных передачах гидромуфты управляются изменением числа оборотов ведомого вала при условии, что передаваемый момент равен нормальному: $\frac{M}{M_{\text{нор}}} = 1$.

Тяговая характеристика такой муфты приведена на рис. 15.4, б.

15.3. Гидротрансформатор

Гидроаппараты, изменяющие крутящий момент, называются *гидротрансформаторами*. Гидротрансформатор (рис. 15.5) состоит из трех основных элементов: насосного колеса, турбинного колеса и направляющего аппарата. *Насос* преобразует механическую энергию дизеля в энергию движущейся жидкости, т. е. работа теплового

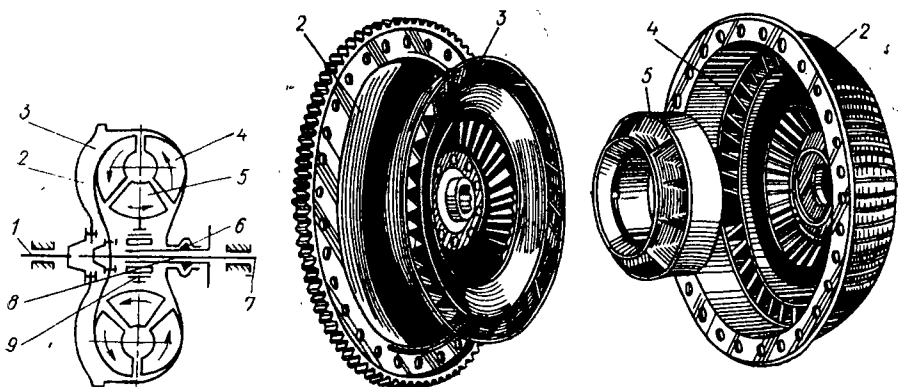


Рис. 15.5. Гидротрансформатор:

а — схема; б — детали; 1 — коленчатый вал дизеля; 2 — корпус насосного колеса; 3 — турбинное колесо; 4 — насосное колесо; 5 — направляющий аппарат (реактор); 6 — сальник; 7 — вал турбинного колеса (ведомый вал); 8 — неподвижная втулка; 9 — муфта свободного хода.

двигателя превращается в напор. *Турбина* преобразует энергию движущейся жидкости в механическую энергию ведомого вала, т. е. напор превращается в работу. *Направляющий аппарат* изменяет момент количества движения жидкости, циркулирующей в рабочей полости гидropередачи. Благодаря этому повышается или понижается момент вращения насоса.

Масло при движении по кругу циркуляции встречает сопротивление и теряет часть своей энергии на трение о стенки, искривление потока от ударов о лобовые части лопаток, от расширения и др. При определенном соотношении чисел оборотов колес эти потери получаются наименьшими. Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений (от 10 до 25%), переходит в тепло, нагревающее масло. Чтобы передача работала нормально, температура масла не

должна превышать 80—90°. Нормальная температура поддерживается за счет отвода через отверстия в кожухе части масла в холодильник.

Гидротрансформатор благодаря неподвижному направляющему аппарату в круге циркуляции обеспечивает преобразование крутящего момента двигателя в зависимости от скорости ведомого вала

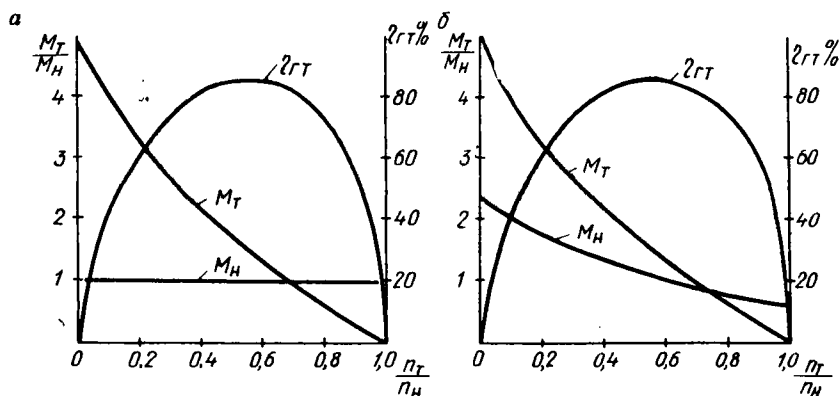


Рис. 15.6. Внешние характеристики гидротрансформатора:
а — первого класса; б — второго класса.

при минимальном воздействии на двигатель. Изменение крутящего момента оценивается коэффициентом трансформации

$$K = \frac{M_T}{M_H} = 2 \div 11.$$

Лопатки рабочих колес трансформатора изогнуты по специальному профилю. Поэтому поток жидкости, поступившей в насосное колесо, закручивается и приобретает запас кинетической энергии, который используется на турбинном колесе для преодоления внешней нагрузки, приложенной к ведомому валу. Изменение числа оборотов турбинного колеса вызывает изменение крутящего момента.

На рис. 15.6 приведена характеристика гидротрансформатора — изменение моментов, коэффициента трансформации моментов и КПД в зависимости от изменения передаточного отношения.

Общий КПД гидротрансформатора

$$\eta_{гт} = \frac{M_2 n_T}{M_1 n_H} = K \frac{1}{i_{гт}},$$

где M_1 и M_2 — моменты на ведущем и ведомом валах гидротрансформатора с учетом потерь энергии в подшипниках и на трение дисков о жидкость.

Из условия равновесия зависимость между крутящими моментами колес гидротрансформатора, создаваемыми циркулирующей жидкостью, выражается равенством

$$M_T = M_H \pm M_{н.а.},$$

где $M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n} r_{2n} - c_{1n} r_{1n})$.

Момент, нагружающий лопасти насоса, равен изменению (увеличению) момента количества движения секундной массы жидкости, которая протекает через лопастную систему. В гидротрансформаторе I класса условия входа жидкости в насос определяются величиной и направлением скорости выхода жидкости из направляющего аппарата:

$$M_t = \frac{\gamma Q}{g} (c_{1t} r_{1t} - c_{2t} r_{2t}).$$

Момент, вращающий колеса турбины, равен уменьшению момента количества движения секундной массы жидкости, которая протекает через лопастную систему турбины:

$$M_{n.a} = M_t - M_n = \frac{\gamma Q}{g} (c_{2n.a} r_{2n.a} - c_{1n.a} r_{1n.a}).$$

$M_{n.a}$ характеризует изменение момента в направляющем аппарате. При неподвижном направляющем аппарате относительная скорость течения жидкости $w_{n.a}$ в любой точке междулопастного канала равна абсолютной скорости $v_{n.a}$. Моменты, нагружающие лопасти колес гидротрансформатора, пропорциональны изменению момента окружной составляющей абсолютной скорости на соответствующих лопастях. Момент скорости cr называется *закруткой потока*, которая увеличивается на лопастях насоса и направляющего аппарата и уменьшается на лопастях турбины.

КПД правильно спроектированного гидротрансформатора находится в пределах 0,83—0,90. Он зависит от рабочей жидкости и ее температуры: чем выше температура и меньше вязкость жидкости, тем выше КПД. На величину КПД влияет передаточное отношение на оптимальном режиме и величины передаваемой мощности. Чем больше эти величины, тем больше КПД.

Как видно из характеристики гидротрансформатора, величина момента на турбинном колесе и КПД трансформатора зависят от направления потока жидкости на лопастях турбины, которое определяется скоростью его вращения. Характеристика зависит от соотношения между размерами элементов гидротрансформатора и формы лопастей его колес. При начале вращения насосного колеса турбинное колесо находится в состоянии покоя и направление движения потока жидкости на его лопастях вызывает максимальный крутящий момент при КПД, равном нулю. В этот момент направления абсолютной и относительной скоростей жидкости совпадают.

Увеличение скорости вращения турбинного колеса до расчетного режима вызывает падение момента при одновременном росте КПД гидротрансформатора.

При расчетном (номинальном) режиме жидкость несколько изменит свое направление, что вызовет дальнейшее уменьшение момента турбины. КПД на этом режиме достигает максимума, так как протекание жидкости по лопастям происходит почти без потерь на удар.

При возрастании скорости вращения турбинного колеса сверх расчетного значения поток жидкости резко изменяет направление, которое не совпадает с входными кромками лопастей направляющего аппарата. Поток жидкости теряет энергию на удар, в результате чего уменьшается момент и КПД гидротрансформатора.

Расход Q и напор H_n в центробежных насосах обычно задаются. Известны также мощность и угловая скорость вала теплового двигателя, который приводит во вращение насосное колесо. Удельный вес γ зависит от свойств выбранной рабочей жидкости, а величина η_n задается:

$$n_s = 3,65 \frac{n_n \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}}.$$

Коэффициентом быстроходности колеса называется угловая скорость эталонного колеса, геометрически подобного во всех элементах основному, с тем же гидравлическим и объемным КПД, но

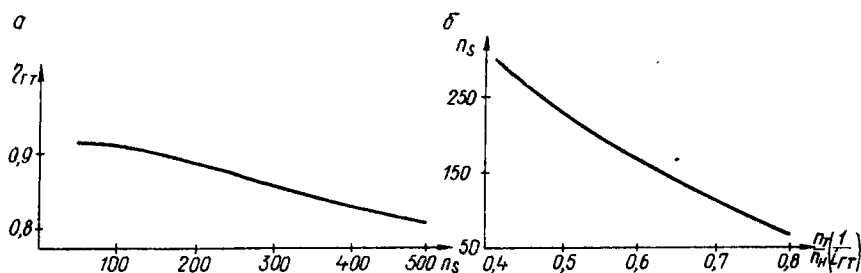


Рис. 15.7. Графики зависимости:

а — гидравлического КПД от коэффициента быстроходности; б — коэффициента быстроходности от передаточного отношения.

с напором $H=1$ м и расходом жидкости $Q=75$ л/сек при удельном весе ее $\gamma=1000$ кг/м³. Согласно формуле, при заданной мощности $N=QH=\text{const}$ увеличение n_s означает рост расхода Q при уменьшении напора H . Из выражений мощности и коэффициента быстроходности определяется действительный напор жидкости

$$H_n = \left(\frac{1000 N_n n_n^2 \eta_n}{\gamma n_s^2} \right)^{0,4} \text{ м.}$$

Из выражения мощности, подставив значение H_n , определяется расход жидкости

$$Q = \frac{N_n 75 \eta_n}{\gamma H_n} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Зависимости КПД гидротрансформатора от коэффициента быстроходности и коэффициента быстроходности от передаточного отношения показаны на рис. 15.7.

Оптимальная область коэффициента быстроходности находится в пределах 80—200.

Отработку конструкции гидротрансформатора (а также и гид-

ромуфты) можно вести на модели следующим образом. Изготавливается несколько гидротрансформаторов небольшой мощности. На основе результатов испытаний отбирают модель гидротрансформатора, удовлетворяющую заданным условиям по характеристике и другим параметрам. По размерам модели подбирают размеры натурального образца.

При наличии готового гидротрансформатора, удовлетворяющего заданным условиям, но предназначенного для другой мощности, его при расчете принимают за модель.

15.4. Комплексный гидротрансформатор

Комплексный гидротрансформатор (рис. 15.8) состоит из насосного колеса, насаженного на ведущий вал, турбинного колеса, насаженного на ведомый вал, и реактора, связанного с неподвижной втулкой при помощи муфты свободного хода. Реактор обеспечивает плавный безударный вход жидкости в насос.

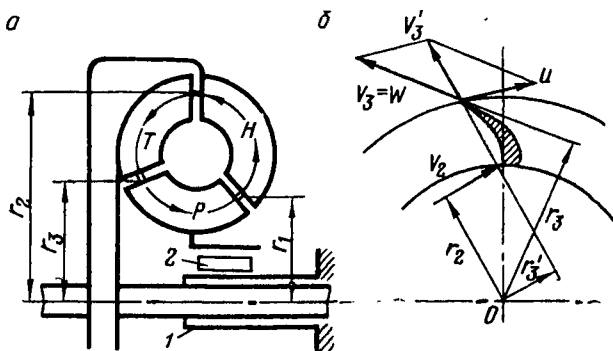


Рис. 15.8. Гидротрансформатор:

a — схема; *б* — план скоростей; 1 — неподвижная втулка; 2 — муфта свободного хода; *H* — насосное колесо; *T* — турбинное колесо; *P* — реактор; r_1 , r_2 — средние радиусы колес на входе и выходе; r_3 — средний радиус на входе в реактор и выходе из турбины; v_1 , v_2 , v_3 — абсолютные скорости жидкости на входе в насос, турбину и реактор; v'_1 , v'_2 , v'_3 — абсолютная скорость жидкости на выходе при вращающейся турбине; r'_3 — плечо момента этой скорости.

Момент количества движения при входе жидкости в реактор равен моменту количества движения при выходе ее из турбины ($mv_3r_3 \cos \alpha_3$). Момент количества движения при выходе жидкости из реактора равен моменту количества движения при входе ее в насос ($mv_1r_1 \cos \alpha_1$):

$$M_H = \frac{Q\gamma}{g} (v_2r_2 \cos \alpha_2 - v_1r_1 \cos \alpha_1);$$

$$M_T = \frac{Q\gamma}{g} (v_3r_3 \cos \alpha_3 - v_2r_2 \cos \alpha_2);$$

$$M_p = \frac{Q\gamma}{g} (v_1 r_1 \cos \alpha_1 - v_3 r_3 \cos \alpha_3).$$

При сложении моментов получим: $M_H + M_p = -M_T$ (знак минус указывает, что турбина — ведомый элемент).

Зависимость коэффициента трансформации K и КПД гидротрансформатора $\eta_{гт}$ от передаточного отношения $i_{гт}$ представлена на *безразмерной характеристике* (рис. 15.9, а), которая построена по экспериментальным данным:

$$\eta_{гт} = K i_{гт}.$$

Когда вал турбины неподвижен, $i_{гт} = 0$, следовательно, и $\eta_{гт} = 0$. По мере повышения скорости вращения турбины (при $n_H = \text{const}$) передаточное отношение увеличивается, а коэффициент трансформации момента уменьшается, причем K изменяется медленнее, чем $i_{гт}$ и $\eta_{гт}$ увеличиваются.

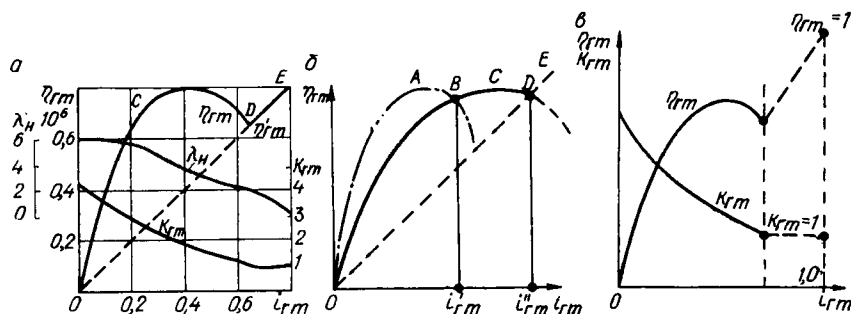


Рис. 15.9. Безразмерные характеристики гидротрансформаторов:

а — одноступенчатого комплексного; б — многоступенчатого комплексного; в — одноступенчатого блокируемого.

Когда скорость вращения турбины и насоса $i_{гт} = 1$, $K = 0$ и $\eta_{гт} = 0$.

КПД имеет максимальное значение лишь в узкой области передаточных отношений. Чтобы избежать значительного падения $\eta_{гт}$ при больших значениях $i_{гт}$, реактор устанавливается на муфте свободного хода. При $K > 1$ муфта заклинена и реактор неподвижен. При $K = 1$ муфта расклинивается и реактор вращается вместе с турбиной, не оказывая влияния на поток, а гидротрансформатор работает как гидромуфта. Зависимость $\eta_{гт} = f(i_{гт})$ у такого гидротрансформатора выражается ломаной линией *ОСДЕ*.

Чтобы улучшить преобразующие свойства гидротрансформатора, в круге циркуляции устанавливаются два реактора, которые при совместной работе обеспечивают закон изменения КПД по линии *ОАВ* (рис. 15.9, б). Профиль лопаток у реактора, стоящего в потоке первым, делается таким, чтобы при $i_{гт}$, соответствующем точке *В*, нагрузка на этот реактор стала равной нулю. Муфта свободного хода первого реактора расклинивается, и он свободно вращается

(вместе с турбинным колесом). В таком случае работает только второй реактор, что на характеристике отображается участком *ВСД*. При $i_{гт}$, соответствующем точке *Д*, расклинивается муфта второго реактора, в результате вся гидropередача превращается в гидромуфту (участок характеристики *ДЕ*). У данного комплексного гидротрансформатора КПД выражается ломаной линией *ОАВСДЕ*.

На рис. 15.9, в изображена характеристика одноступенчатого блокируемого трансформатора. При коэффициенте трансформации $K=1$ жестко соединяются между собой валы турбины и насоса (трансформатор блокируется). После блокировки КПД увеличивается и достигает $\eta_{гт}=1$ при $i_{гт}=1$.

Известно, что момент, развиваемый центробежным насосом, пропорционален центробежной силе $P_{ц}$ и активному диаметру трансформатора D_a :

$$M_n = K_1 P_{ц} D_a,$$

где K_1 — коэффициент пропорциональности.

Центробежная сила пропорциональна массе жидкости m , квадрату числа оборотов n_n^2 и диаметру D_a . Масса в свою очередь пропорциональна удельному весу γ и кубу диаметра D_a^3 . В таком случае

$$P_{ц} = K_2 m n_n^2 D_a = K_3 \gamma n_n^2 D_a^4,$$

где K_2 и K_3 — коэффициенты пропорциональности.

С учетом приведенных значений, момент насоса

$$M_n = \lambda_n \gamma n_n^2 D_a^5 \text{ кгм},$$

где $\lambda_n = K_1 K_3 \text{ мин}^2 / \text{м} \cdot \text{об}^2$ — коэффициент крутящего момента насоса, определяемый экспериментальным путем.

Аналогичным путем получаем значение момента на валу турбины:

$$M_t = \lambda_t \gamma n_t^2 D_a^5 \text{ кгм},$$

где λ_t — коэффициент крутящего момента турбины, определяемый экспериментальным путем.

Для определения преобразующего свойства гидротрансформатора необходимо знать λ_n и λ_t или K :

$$K = \frac{M_t}{M_n} = \frac{\lambda_t}{\lambda_n}.$$

Коэффициент λ_n характеризует свойство гидротрансформатора изменять нагрузку на валу насоса при изменении нагрузки на валу турбины. Такое свойство гидротрансформатора называется *прозрачностью*. При $\lambda_n = \text{const}$ гидротрансформатор непрозрачный и сопротивление движению машины не влияет на режим работы двигателя.

Зависимость коэффициента крутящего момента λ_n отражена на безразмерной характеристике.

Установлено, что геометрически подобные гидротрансформаторы одинаковой конструкции, отличающиеся лишь размерами, имеют одинаковые безразмерные характеристики. Следовательно, по имеющимся безразмерным характеристикам можно подобрать гид-

ротрансформатор с нужными преобразующими свойствами и построить аналогичный по конструкции гидротрансформатор, изменив все размеры в соответствии с величиной крутящего момента двигателя.

15.5. Типы гидромеханических передач

Разработаны четыре типоразмера гидравлических передач. *Первый* предназначен для машин мощностью 150—200 л. с. с одним комплексным гидротрансформатором, *второй* — для машин мощностью 300—500 л. с. с одним гидротрансформатором и одной гидро-

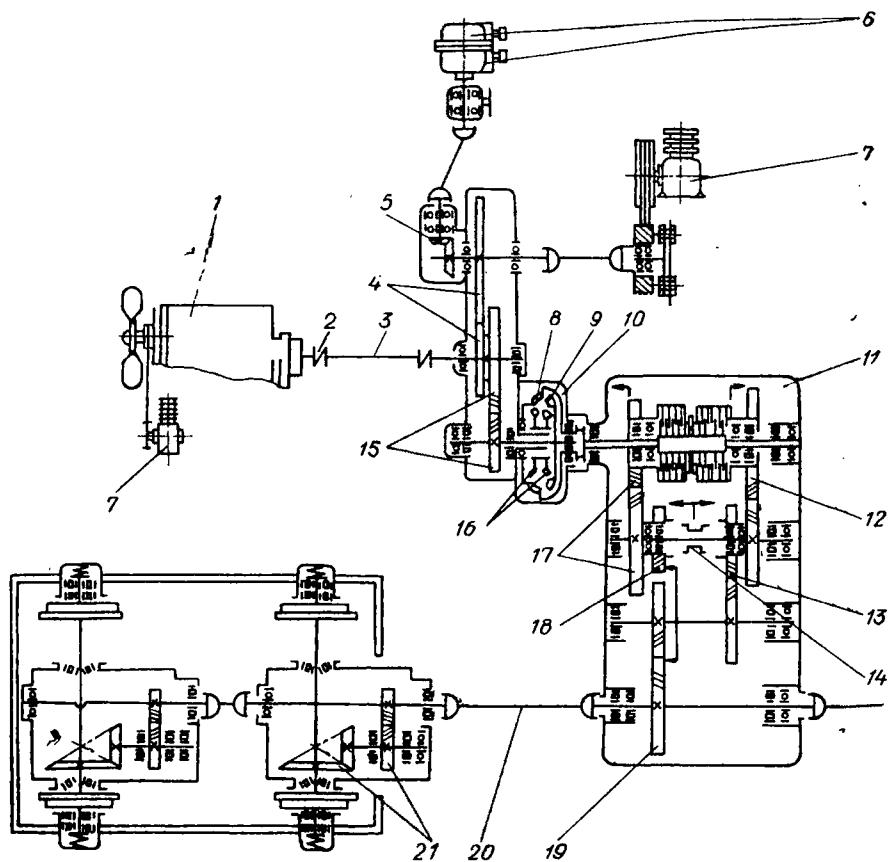


Рис. 15.10. Кинематическая схема тепловоза ТУ-4:

1 — двигатель; 2 — двухфланцевая втулочно-пальцевая муфта; 3 — соединительный вал; 4 — шестерни отбора мощности; 5 — конические шестерни углового редуктора; 6 — откачивающий и питательный насосы; 7 — компрессоры; 8 — турбинное колесо; 9 — насосное колесо; 10 — гидротрансформатор комплексного типа; 11 — коробка передач; 12 — шестерни второй ступени; 13 — шестерни переднего хода; 14 — муфта реверса; 15 — шестерни повышающей пары; 16 — реакторы; 17 — шестерни первой ступени передач; 18 — шестерня заднего хода; 19 — шестерня выходного вала; 20 — карданная передача; 21 — осевой редуктор, цилиндрические и конические шестерни.

муфтой, *третий* — для маневровых тепловозов мощностью 750—1200 л. с. с двумя гидротрансформаторами и одной гидромуфтой, *четвертый* — для грузовых и пассажирских тепловозов мощностью от 1500 до 2000 л. с.

Гидромеханическая унифицированная одноступенчатая передача постоянного наполнения (применяется на тепловозах ТУ-4, ТГМ-3) представлена на рис. 15.10. У тепловоза ТУ-4 гидромеханическая передача состоит из комплексного гидротрансформатора и коробки передач. Гидротрансформатор имеет насосное колесо, насаженное на ведущий вал, турбинное колесо, соединенное через зубчатый колокол с зубчатой муфтой, и два направляющих аппарата, связанные с механизмами свободного хода. *При работающем двигателе* рабочая жидкость непрерывно поступает в гидротрансформатор при помощи шестеренчатого насоса. Коробка передач без режимного редуктора состоит из механизма фрикционов, механизма реверса и механизма поездного и маневрового режимов. Фрикционы обеспечивают переключение передач на ходу тепловоза, переключение же реверса осуществляется при остановке тепловоза.

При трогании тепловоза и до достижения им определенной скорости (при $n_T < 0,6n_H$) поток жидкости давит на лопатки направляющего аппарата в сторону, противоположную его возможному вращению. Реактор остается неподвижным, и гидроаппарат работает как гидротрансформатор. КПД гидротрансформатора в первом режиме достигает 0,87. *С повышением скорости* тепловоза ($n_T \approx 0,6 n_H$), поток жидкости меняет свое направление, которое совпадает с направлением колес первого реактора, и он под действием пружин сцепляется с турбиной и вместе с ней начинает вращаться. При этом гидротрансформатор изменяет свою характеристику. КПД гидротрансформатора во втором режиме составляет 0,89.

При дальнейшем повышении скорости (при $n_T \approx 0,82 n_H$) направление скорости рабочей жидкости на выходе из турбины (объединенной с первым реактором) становится таким, что совпадает с направлением лопаток второго реактора. Под действием пружин второй реактор сцепляется с насосом, и гидротрансформатор переходит в режим гидромуфты. КПД гидропередачи в режиме гидромуфты равен 0,93. С учетом последовательно включенных зубчатых колес общий КПД гидромеханической передачи тепловоза составит 0,75.

На рис. 15.11 представлена кинематическая схема *гидромеханической передачи с одним гидротрансформатором и двумя гидромуфтами* (тепловозы ТГМ-1, ТУ-5). Вал дизеля через повышающую передачу вращает вал гидропередачи с насосными колесами гидротрансформатора и обеих гидромуфт. Турбинные колеса гидротрансформатора и первой гидромуфты соединены одной парой шестерен с ведомым валом. Турбинное колесо второй гидромуфты через вторую пару шестерен с меньшим передаточным числом соединено с тем же ведомым валом, который связан с режимной коробкой поездного и маневрового режимов тепловоза. Колесные пары тепловоза получают вращение от тягового вала режимной коробки через

дышловую (ТГМ-1) или карданную передачу и осевой редуктор (ТУ-5). Разгон тепловоза на маневровом режиме до скорости 12 км/ч (на поездном — 24 км/ч) происходит с включенным гидротрансформатором. Затем гидротрансформатор путем опорожнения отключается, а первая гидромуфта включается.

При достижении скорости 18,5 км/ч (37 км/ч при поездном режиме) аналогичным образом отключается первая гидромуфта и

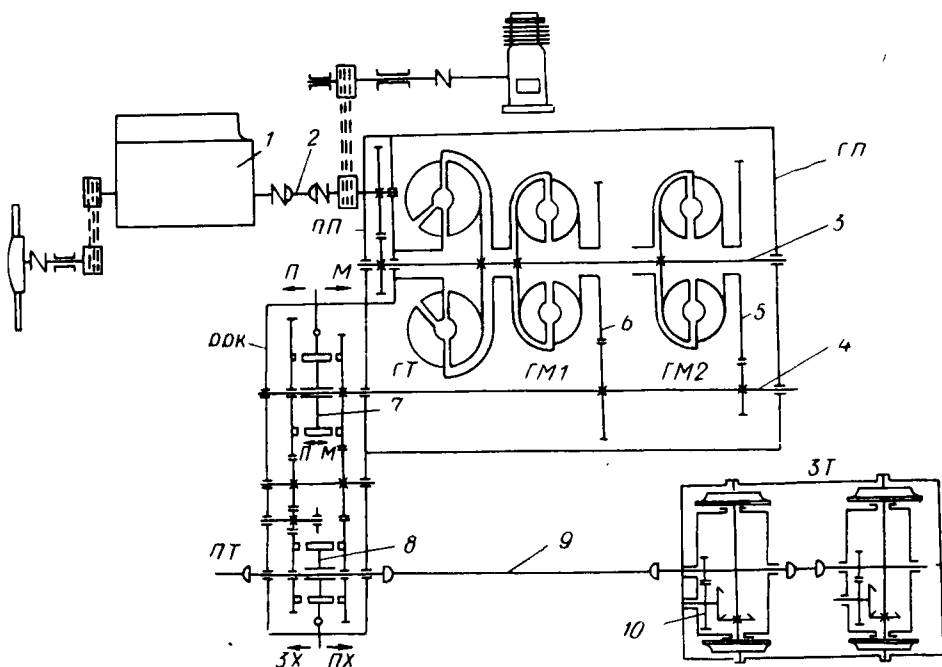


Рис. 15.11. Кинематическая схема тепловоза ТУ-5:

1 — дизель; 2 — приводной вал; 3 — ведущий вал; 4 — ведомый вал; 5, 6 — шестерни второй и первой передач; 7 — зубчатая муфта перевода на поездный П и маневровый М режимы; 8 — зубчатая муфта включения переднего ПХ и заднего ЗХ хода; 9 — карданная передача; 10 — осевой редуктор; ПП — повышающая передача; ГП — гидропередача; ГТ — гидротрансформатор; ГМ1 и ГМ2 — гидромуфты первой и второй передачи; РРК — реверс-режимная коробка; 3Т, ПТ — задняя и передняя тележки.

включается вторая. Скорость при маневровом режиме с включенной второй гидромуфтой достигает до 30 км/ч, при поездном — до 60 км/ч. Переключение гидроаппаратов производится автоматически с помощью специального центробежного механизма управления.

При переключении гидромуфт регулирование скорости осуществляется изменением числа оборотов двигателя. В связи с этим изменяется и мощность тепловоза в определенном диапазоне скоростей. Тяговая характеристика тепловоза с гидромеханической передачей получается ступенчатой с резким изменением силы тяги. Высокий КПД гидромуфт обеспечивает высокий КПД всей передачи ($\eta_{ГМП} = 0,79 \div 0,83$).

Для увеличения числа оборотов насосных колес между дизелем и гидропередачей устанавливается *повышающая передача*. В данной передаче $i_n = \frac{z_2}{z_1} = 0,77$, где z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой шестерен.

По заданной мощности дизеля и числу оборотов насосного колеса определяются основные размеры гидроаппаратов и строятся их характеристики:

$$N_n = A^{10-6} n_n^3 D_a^5.$$

При использовании имеющегося гидротрансформатора передаточное число повышающей передачи определяется путем совместного решения уравнений $M_n = M_e i_n \eta_n \beta$ и $M_n = \lambda_n \gamma n_n^2 D_a^5$ (момент, подводимый от дизеля, и момент, воспринимаемый гидротрансформатором)

$$i_n = \sqrt{\frac{\lambda_n \gamma n_n^2 D_a^5}{M_e \beta \eta_n}},$$

где n_n — число оборотов дизеля при максимальной мощности, об/мин; M_e — момент двигателя при максимальной мощности; λ_n — коэффициент момента (берется из приведенной характеристики гидротрансформатора); i_n и η_n — передаточное число и КПД повышающей передачи.

Задаваясь максимальной скоростью тепловоза (например, 35 км/ч), определяем передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе на второй гидромуфте:

$$v_{\max} = 0,1884 \frac{D_k n_a}{i_3}; \quad i_3 = 0,1884 \frac{D_k n_a}{v_{\max}}.$$

В данном случае для ТУ-5: $n_a = 1500$ об/мин; $D_k = 0,8$ м; $i_3 = 6,42$.

Так как общее передаточное число равно произведению передаточных чисел $i_n = 0,77$, $i_{гн} = \frac{1}{\eta_{гн}} = \frac{1}{0,96} = 1,04$ и механической частоты $i_{мех}$, получим

$$i_{мех} = \frac{i_3}{i_n i_{гн}} = 8,02.$$

Значение скорости перехода на первую гидромуфту не должно быть слишком малым по сравнению с максимальной скоростью тепловоза, так как при этом снижается число оборотов и мощность дизеля. Принимать слишком большую скорость перехода также нельзя, потому что при этом уменьшается диапазон скоростей и потребуется поставить несколько гидромуфт, что усложнит конструкцию передачи. Обычно принимают

$$\frac{v_{\max}}{v_{2м}^I} = \frac{v_{гн}^I}{v_{гн}} = 1,45 \div 1,6.$$

Последнее значение относится к маневровым и грузовым тепловозам.

Аналогичные соотношения скоростей по отдельным ступеням берутся и при других видах многоциркуляционных передач.

Скорость тепловоза при переходе с первой на вторую гидромуфту

$$v_{\text{гм}}^I = \frac{v_{\text{max}}}{1,6} = 22 \text{ км/ч.}$$

При переходе со второй гидромуфты на гидротрансформатор

$$v_{\text{гт}} = \frac{v_{\text{гм}}}{1,6} = 13,5 \text{ км/ч.}$$

При этом общее передаточное число $i_2 = 0,1884 \frac{D_{\text{к}} n_a}{v_{\text{гм}}^I} = 10,4$ и

передаточное число механической части $i_{\text{мех}} = \frac{i_2}{i_{\text{п}} i_{\text{гм}}} = 13.$

Гидромеханическая передача БелАЗ-540 состоит из комплексного гидротрансформатора и трехскоростной коробки передач (рис. 15.12). Гидротрансформатор — комплексного типа, состоит из насосного колеса, соединенного с кожухом трансформатора, турбинного колеса, насаженного на выходной вал (он же — первичный вал коробки передач), и двух реакторов, установленных на роликовых муфтах свободного хода. Все рабочие колеса отлиты из алюминиевого сплава и имеют равномерно расположенные лопатки. Муфта свободного хода вращается на цилиндрической поверхности ступицы реакторов, соединенной с корпусом гидротрансформатора через его ступицу. Ролики муфты помещаются в специальных вырезах наружной обоймы и к рабочим поверхностям прижимаются пружинами. Муфты свободного хода допускают вращение реакторов только в одну сторону. Лопастная система всех четырех колес гидротрансформатора образует внутренний круг циркуляции, постоянно заполненный маслом, которое находится под давлением 2,5—4,5 кг/см². Масло подводится через четыре радиальных отверстия в ступице гидротрансформатора и паз в ступице реакторов в области наибольшего давления во внутреннем круге циркуляции. Нагретое масло отводится из области наименьшего давления через зазор между турбиной и первым реактором и через отверстия в ступице первого реактора.

При вращении насосного колеса рабочая жидкость смещается от центра к периферии направленным потоком, который через лопастную систему турбины устремляется на лопатки сначала первого, а затем второго реакторов, после чего вновь попадает на лопатки насоса.

В момент трогания автомобиля с места турбинное колесо неподвижно и поток жидкости, входящий в турбину, круто изменяет свое направление, определяемое направлением относительной скорости жидкости вдоль лопаток. Поток жидкости, сходящей с насосного колеса, оказывает на турбину активное действие, равноценное крутящему моменту двигателя, а за счет реактивного действия сходящего потока получается дополнительный крутящий момент. Угол выхода жидкости с остановленной турбины наибольший, а абсолютная скорость равна относительной, направленной вдоль лопаток.

Поэтому с вала турбины снимается максимальный крутящий момент.

При разгоне турбины число оборотов ее постепенно возрастает, скорость и направление потока рабочей жидкости, сходящей с турбинного колеса, изменяется и отдаваемый турбиной крутящий момент уменьшается.

В рассматриваемых случаях реактор остается неподвижным, так как поток жидкости ударяет по его лопаткам в направлении, обеспечивающем заклинивание муфты свободного хода. В реакторе направление потока жидкости, стекающей с турбины, изменяется на противоположное, благодаря чему не тормозится вращение насосного колеса.

При дальнейшем увеличении скорости вращения турбинного колеса направление потока жидкости изменяется так, что он натекает на лопатки реактора с противоположной стороны, заставляя реактор вращаться. В данном случае все колеса гидротрансформатора будут вращаться и он станет работать в режиме гидромуфты. Поток рабочей жидкости нигде не меняет свое направление на противоположное, и крутящий момент не трансформируется. Благодаря наличию двух реакторов в зоне перехода с режима гидротрансформатора на режим гидромуфты обеспечивается повышенный КПД (максимальный КПД гидротрансформатора $\eta_{гт} = 0,84$) при достаточно большом диапазоне изменения крутящего момента (коэффициент трансформации момента $\frac{M_{г}}{M_{н}} = 3,5$).

В гидромеханическую передачу включен гидродинамический тормоз-замедлитель, обеспечивающий равномерное приложение некоторого тормозного момента к ведущим колесам при движении автомобиля под уклон. При этом исключается использование колесных тормозов, чем повышается долговечность их фрикционной пары и рабочая готовность тормозов.

Коробка передач — двухвальная, фрикционная, трехступенчатая, с гидравлическим переключением передач. Специфические условия использования автомобиля в карьерах на коротких плечах с длительными подъемами и спусками вызывают необходимость большую часть времени работать на низших передачах, которые должны иметь и более высокий КПД. В двухвальной коробке передач каждая передача получается в результате зацепления только одной пары шестерен, что и обеспечивает более высокий КПД передачи.

При трехвальной коробке потребовалось бы ввести еще одну пару шестерен (что снижает КПД) в коробке передач или ведущем мосту, чтобы их фланцы находились на одном уровне. Это необходимо для нормальной работы карданной передачи при короткой базе машины и мягкой подвеске ведущего моста.

ГЛАВА 16. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

16.1. Общие сведения

В трансмиссиях транспортных машин применяются электрические и электромеханические передачи, в которых роль трансформатора момента и угловой скорости выполняют электрические машины. При этом машина, связанная с валом дизеля, работает в режиме генератора, а машины, соединенные с движущимися (ведущими) колесами, работают в режиме двигателя. В электрической передаче крутящий момент и угловая скорость выходного вала изменяются в регулируемом диапазоне только за счет электропривода, тогда как в электромеханической передаче такое изменение происходит

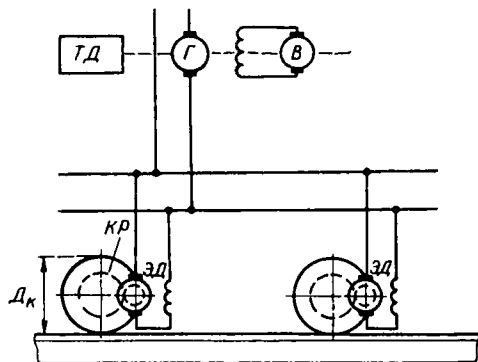


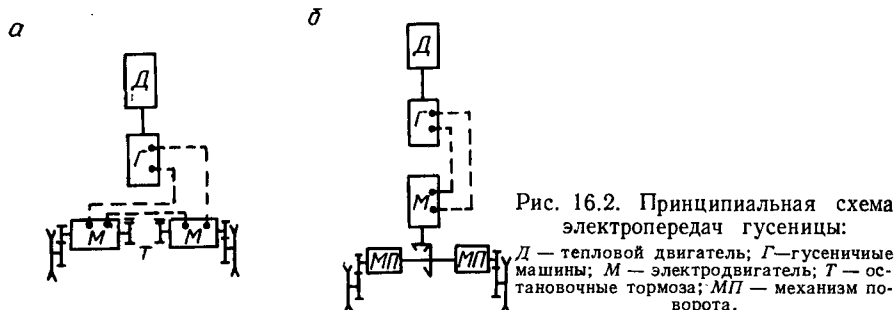
Рис. 16.1. Принципиальная схема электрической передачи тепловоза: ТД — тепловой двигатель; Г — генератор постоянного тока; В — возбудитель генератора; ЭД — тяговые электродвигатели; КР — колесный редуктор; D_k — диаметр колеса локомотива.

как за счет электропривода, так и за счет механической передачи. При однопоточной (последовательной) передаче полная мощность приводного двигателя (дизеля) передается одним потоком через электропривод и механическую передачу, в многопоточных электромеханических передачах — двумя или тремя параллельными потоками. Под электроприводом понимается система, состоящая из нескольких электромашин, соединенных электрической связью, и аппаратов управления.

На рис. 16.1 представлена принципиальная схема электрической передачи тепловоза. В передаче можно выделить два самостоятельных звена: *тепловой двигатель* (генератор) и *тяговый электродвигатель* (движущие колеса). Машинист, воздействуя на рукоятки управления (педаль подачи топлива), включает электросхему передачи и поддерживает постоянную мощность дизеля. Изменение режима работы тягового двигателя происходит автоматиче-

ски в зависимости от нагрузки на движущие колеса. Сила тяги, создаваемая тяговыми электродвигателями, увеличивается при возрастании сопротивления и снижении скорости движения и уменьшается при падении сопротивления и повышении скорости движения.

На рис. 16.2 приведены две основные схемы однопоточных электрических передач гусеничных машин. По первой схеме тепловой двигатель D жестко соединен с генератором G , который с помощью электрической связи передает энергию к двум электродвигателям M , расположенным по бортам машины. В схему включены



остановочные тормоза T . Такая схема дает возможность получить непрерывное изменение тягового усилия при прямолинейном движении и на повороте. Электрическая передача работает в большом силовом и скоростном диапазонах, попадая в зоны низких КПД. Генератор преобразовывает полную мощность теплового двигателя, а электродвигатели должны реализовать (особенно на повороте) большие величины крутящих моментов.

По второй схеме применен только один электродвигатель M . Скорость прямолинейного движения изменяется за счет увеличения или уменьшения числа оборотов электродвигателя, т. е. передача всегда работает в режиме прямолинейного движения и имеет более высокий КПД. Поворот машины осуществляется при помощи двухступенчатых планетарных механизмов $МП$, включаемых отдельно. При совместном включении первой ступени $МП$ обеспечивает добавочную редукцию крутящего момента на обоих бортах. Передача, выполненная по второй схеме, имеет несколько меньший вес и габариты. Электрическая передача обеспечивает: бесступенчатость, прогрессивность и автоматичность изменения крутящего момента на ведущих колесах; стабильность режима работы приводного двигателя; легкость и простоту управления машиной; возможность свободного и дистанционного расположения электромашин, не требующих взаимной центровки. Однако эти передачи имеют сравнительно низкий КПД (не более 0,8; а в зонах максимальных крутящих моментов не более 0,60—0,65), большой вес и габариты и требуют большого расхода цветных металлов.

Из внешней характеристики приводного (рис. 16.3) двигателя

известно, что крутящий момент (на полной подаче топлива) при снижении угловой скорости несколько возрастает. Однако для дизелей с интенсивным наддувом работа на пониженных скоростях не допускается, и практически реализуемый момент при этом снижается. Полная мощность может быть использована только при номинальной угловой скорости. В современном теплоэлектрическом

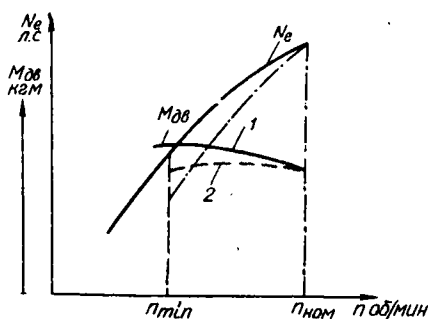
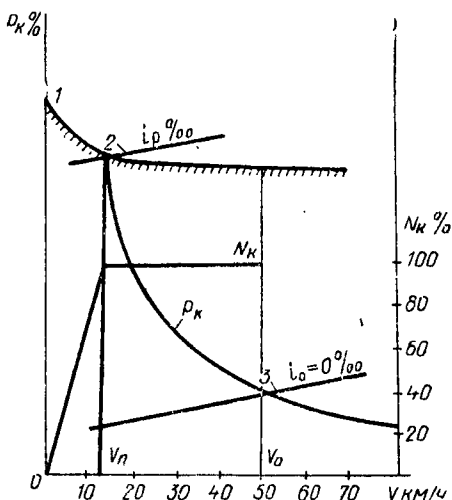


Рис. 16.4. Идеальная тяговая характеристика теплоэлектрического подвижного состава:

участок 1—2 — ограничение касательной силы тяги по сцеплению; участок 2—3 — ограничение силы тяги по мощности дизеля; v_p — сцепная скорость, или скорость порога (скорость локомотива на руководящем подъеме i_p); v_0 — скорость движения на горизонтальном участке i_0 ; $v_p - v_0$ — поезд движется со скоростью, зависящей от профиля пути.

Рис. 16.3. Внешняя характеристика дизеля:

1 — кривая крутящего момента при полной подаче топлива; 2 — кривая момента дизеля с интенсивным наддувом.



подвижном составе мощность дизеля составляет примерно 30% требуемой мощности для реализации силы тяги по сцеплению при максимальной скорости. При помощи силовой передачи с переменным передаточным числом можно при любой заданной мощности теплового двигателя реализовать любую силу тяги до предельной по сцеплению и различные скорости движения до максимальной, а также при любой скорости движения использовать номинальную мощность двигателя. Для поддержания постоянства мощности дизеля сила тяги транспортной машины должна изменяться обратно пропорционально скорости. Такая зависимость носит гиперболический характер и является идеальной тяговой характеристикой теплоэлектрического подвижного состава (рис. 16.4).

Силовая передача должна обеспечить реализацию силы тяги до предельной $P_{к\max}$ по сцеплению и скорости движения до максимальной при использовании полной мощности дизеля. По предельной характеристике линия 2—3 есть ограничение по мощности дизеля. Режим пуска и разгона поезда до V_m , а также движение его по

крутым, но коротким подъемам возможно за счет перегрузочной способности передачи (рис. 16.5). Электрическая передача на этих режимах должна проверяться на нагревание. Тяговые электродвигатели рассчитываются на длительную работу в пределах линии $N-3$.

Сила тяги, создаваемая тяговыми двигателями, определяется из уравнения $P_k = m C \Phi I$, где m — число электродвигателей; Φ — магнитный поток; I — сила тока; C — постоянное число.

Из уравнения следует, что силу тока можно увеличить или уменьшить путем изменения тока двигателей $I_{дв}$ и магнитного потока $\Phi_{дв}$. Режимы работы генератора и тяговых электродвигателей связаны между собой величинами мощности и напряжения, зависящими от числа оборотов, а также величиной магнитного потока возбуждения генератора. Их связывает и величина тока, потребляемого двигателями в зависимости от силы тяги.

Основные требования, предъявляемые к генератору, заключаются в соответствии его основных параметров (мощность, число оборотов) параметрам теплового двигателя. Для поддержания устойчивой работы дизеля в зоне максимальной мощности в широком диапазоне изменения тягового усилия на ведущих колесах машины генератор должен обладать специальными характеристиками.

Внешняя характеристика генератора — зависимость напряжения U_r от тока I_r — при постоянном числе оборотов так же, как и тяговая характеристика, носит гиперболический характер (рис. 16.5). В диапазоне $бв$ эта зависимость приближается к гиперболе и обеспечивает постоянный характер протекания мощности двигателя N_e (прямая $б'в'$). В зонах низких токов $I_{гmin} \rightarrow 0$ напряжение генератора резко возрастает и достигает величины, превышающей допустимый предел.

На современном теплорелектрическом подвижном составе применяется ограничение напряжения тягового генератора при больших скоростях движения. Это позволяет уменьшить габариты генератора и защитить элементы силовой цепи. Принудительное ограничение напряжения начинается в точке $в$, и дальнейшее его изменение происходит по линии $вг$. Участок $вг$ характеризуется малыми токами генератора и низкими значениями силы тяги машины. Однако при этом получают наибольшие напряжения и высокие скорости движения при снижении мощности генератора и дизеля.

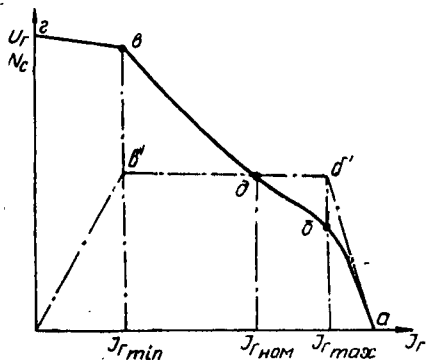


Рис. 16.5. Внешняя (предельная) характеристика главного генератора:

$аб$ — зона ограничения по току; $бв$ — зона использования полной мощности дизеля; $вг$ — зона ограничения по возбуждению; $д$ — длительный режим.

Участок характеристики ab (зона максимальных токов $I_{г\max}—a$) соответствует высоким токам и низким напряжениям генератора. Чтобы обеспечить плавное трогание и разгон поезда, электропередача автоматически ограничивает ток главного генератора. Точка d характеризует длительный ток, допускаемый по нагреванию тяговых двигателей и генератора в течение неограниченного времени.

Из существующих электрических машин указанными характеристиками обладает генератор смешанного возбуждения. В общем случае он имеет независимую, параллельную и последовательную обмотки возбуждения. Желательные характеристики достигаются соответствующей комбинацией упомянутых обмоток и системой регулирования. Обмотки независимого возбуждения питаются от специальных возбудителей с расцепленными полюсами или от магнитных усилителей. В дополнение к саморегулированию применяются специальные автоматические регуляторы. Все это дает возможность приблизить действительную характеристику генератора к идеальной.

В транспортных машинах ведущие колеса через передаточные звенья соединяются с валами электродвигателей. Тяговые качества этих машин в основном определяются механическими характеристиками электродвигателей.

На рис. 16.6 представлены механические характеристики электродвигателей постоянного тока. Штриховой линией показана идеальная характеристика. Наиболее близко к идеальной приближается механическая характеристика

двигателей с последовательным возбуждением. Поэтому двигатели такого типа и получили широкое применение в качестве тяговых электродвигателей транспортных машин.

16.2. Главный генератор

Главный (тяговый) генератор представляет собой мощную электрическую машину, предназначенную для питания тяговых электродвигателей. В момент пуска дизеля генератор работает в режиме электрического двигателя (стартера), получая энергию от аккумуляторной батареи. Генератор (рис. 16.7) состоит из якоря, станины, главных и дополнительных полюсов, щеток со щеткодержателями и вспомогательных частей.

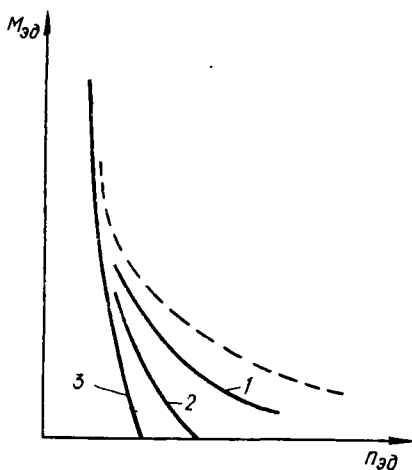


Рис. 16.6. Механические характеристики электродвигателей постоянного тока:

1 — с последовательным возбуждением; 2 — со смешанным возбуждением; 3 — с независимым возбуждением.

Электрические машины на подвижном составе работают в тяжелых условиях — в более запыленной и загрязненной среде при переменных температурах и относительно большой влажности. На них действуют ударные нагрузки, постоянная и значительная вибрация от работы дизеля и неровностей пути. Поэтому выбор системы охлаждения и способов защиты от вредных воздействий окружающей среды оказывает определяющее влияние на конструкцию генератора.

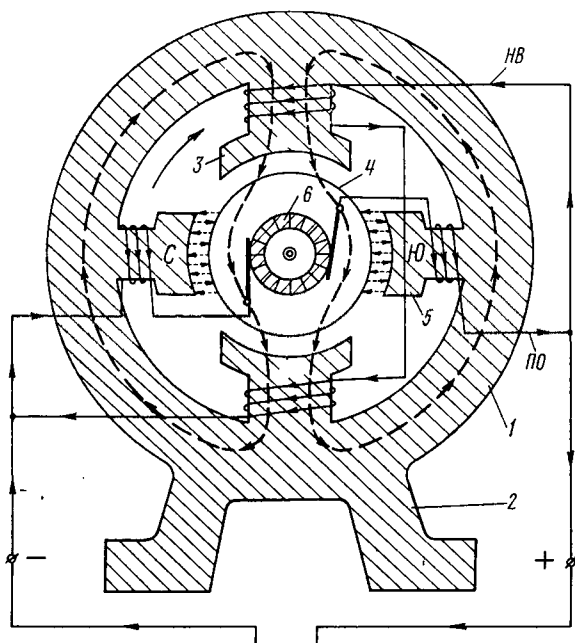


Рис. 16.7. Схема главного генератора:

1 — станина (ядро) — кольцевой магнитопровод; 2 — опорные лапы; 3 — главные полюсы; 4 — якорь; 5 — дополнительные полюсы; 6 — коллектор; НВ — обмотка независимого возбуждения; ПО — последовательная обмотка.

Магнитная система включает в себя станину (ядро), главные и дополнительные полюсы с катушками. Станина представляет собой кольцевой магнитопровод с приваренными к нему лапами, которыми она опирается на поддизельную раму. Сечение магнитопровода определяется электромагнитным расчетом, а ширина и толщина станины выбираются по конструктивным соображениям. На станине закреплены главные и дополнительные полюсы, число которых у тяговых генераторов больше, чем у обычных.

Главные полюсы предназначены для создания основного магнитного потока. Сердечники главных полюсов составлены из штампованных листов холоднокатаной электротехнической стали, имею-

щей повышенную магнитную проницаемость вдоль проката. Применение такой стали дает возможность уменьшить число ампер-витков намагничивания полюсов, что имеет важное значение ввиду ограниченности пространства для размещения катушек возбуждения. На главных полюсах размещены катушки двух обмоток: пусковой и независимого возбуждения. Независимая обмотка питается от возбудителя с расщепленными полюсами или от магнитного усилителя. При пуске дизеля, когда генератор работает как электродвигатель, основной магнитный поток создается пусковой обмоткой. Независимая и пусковая обмотки соединены между собой последовательно. Одна половина главных полюсов имеет перекрещенные выводы, вторая — открытые. Благодаря этому чередуется полярность полюсов и получается более упрощенная конструкция соединительных шин.

Дополнительные полюсы располагаются между главными по нейтрали. Их обмотки включены последовательно с обмоткой якоря, что обеспечивает автоматическое усиление действия дополнительных полюсов при увеличении внешней нагрузки. Полярность дополнительных полюсов принимается такой, чтобы за главным полюсом по ходу вращения располагался разноименный дополнительный. Магнитное поле дополнительных полюсов индуцирует в коммутирующих витках ЭДС, противоположно направленную ЭДС самоиндукции. Витки обмотки дополнительных полюсов размещены ближе к якорю, а между остовом и сердечником установлены немагнитные прокладки, делящие воздушный зазор на две части. Благодаря этому уменьшается рассеивание магнитного потока и снижается влияние на коммутацию верхних витков в остове сердечника главных полюсов при резком изменении тока якоря.

Якорь главного генератора — безвальной конструкции барабанного типа. Сердечник из изолированных листов электротехнической стали шихтуют на сварно-литой осто в виде барабана.

Обмотка двухходовая, параллельно-последовательная, состоит из волновой и петлевой обмоток. Катушки волновой обмотки укладываются в нижнюю и верхнюю части паза, охватывая катушки петлевой обмотки, размещенные в средней части паза. Волновая обмотка выполняет также роль уравнивающих соединений для петлевой обмотки.

Коллектор генератора собирается из пластин твердотянутой коллекторной меди с присадкой кадмия или серебра, которые примерно вдвое повышают износостойчивость коллектора. Коллекторные пластины с секциями обмотки соединяются массивными петушками из профильной коллекторной меди. Коллектор после сборки с якорем обтачивается, шлифуется и проверяется на совпадение центра окружности с осью вращения.

Существенными недостатками коллектора являются загрязнение, увлажнение и динамические нагрузки. Влага, содержащаяся в охлаждающем воздухе, просачивается во внутреннюю полость коллектора. Увлажнение ведет к нежелательным последствиям. Приходится разбирать коллектор для просушки и восстановления

изоляции. В конструкции коллектора тягового генератора предусматривается специальное уплотнение места посадки нажимного конуса на корпус.

Электрографитовые *щетки* притираются к поверхности коллектора. Они по несколько штук вставлены в латунные обоймы (щеткодержатели), количество которых соответствует числу полюсов. Щеткодержатели одинаковой полярности соединяются шиной. Из плюсовой шины ток поступает во внешнюю цепь, а по минусовой — возвращается из внешней цепи. В конструкции предусмотрено регулирование силы нажатия на щетки и положения щеткодержателей относительно поверхности коллектора. В электрических машинах с переменным вращением якоря применяются радиальные щеткодержатели, у которых ось щетки составляет продолжение радиуса коллектора. В машинах с постоянным вращением якоря применяются реактивные щеткодержатели, у которых щетки наклонены к плоскости коллектора. При такой конструкции обеспечивается более спокойная работа щеточной системы.

Рассмотрим, что представляет собой *реакция якоря*. Обмотки возбуждения создают магнитное поле главных полюсов. В нагруженном генераторе магнитный поток якоря направлен перпендикулярно магнитному потоку полюсов. В силу этого магнитное поле полюсов смещается в сторону вращения якоря, куда также смещается и физическая нейтраль. При проходе тока через нейтраль направление его в секциях быстро меняется и соседние витки оказываются замкнутыми щетками накоротко. В этих коммутирующих секциях благодаря быстрому изменению тока возникает большая ЭДС самоиндукции и взаимной индукции. В связи с малым сопротивлением накоротко замкнутых секций в них возникает большой ток, приводящий к искрению щеток. Реакция якоря не только смещает магнитное поле полюсов, но и частично ослабляет его, что уменьшает индуктируемую генератором ЭДС. Для ослабления реакций якоря между основными полюсами устанавливаются дополнительные, которые создают добавочное магнитное поле, направленное навстречу полю якоря и нейтрализующее его действие. Дополнительные полюсы с мощными обмотками рассчитываются так, чтобы их магнитный поток был несколько больше магнитного потока якоря. Это добавочное магнитное поле индуктирует в коммутирующих секциях ЭДС, гасящую противо-ЭДС, чем и предотвращается искрение щеток. Магнитное поле якоря изменяется с изменением нагрузки генератора. Следовательно, с его изменением должно изменяться и поле добавочных полюсов. С этой целью их обмотки включены последовательно с обмоткой якоря. При увеличении тока генератора возрастает и компенсирующий его магнитный поток дополнительных полюсов.

Режим работы генератора определяется в основном режимом работы дизеля. Мощность $N_{вх}$, получаемая на входном валу передачи от вала дизеля, передается на выходной вал без изменения (если не учитывать потерь в самой передаче):

$$N_{вх} = 0,736 (N_e - N_{всп}); N_r = 0,736 \beta N_e \eta_r,$$

где β — коэффициент, учитывающий расход мощности на служебные нужды, $\beta \approx 0,9$.

Мощность N_r , отдаваемая генератором во внешнюю цепь, меньше мощности, затрачиваемой на вращение якоря. Имеют место механические потери (трение в подшипниках якоря, трение коллектора о щетки), а также магнитные потери (на нагрев проводов обмотки якоря, обмотки возбуждения и т. п.). Коэффициент полезного действия генератора

$$\eta_r = \frac{N_r}{N_e} = 0,94 \div 0,95.$$

При установившейся нагрузке крутящий момент генератора равен крутящему моменту двигателя: $M_r = M_{дв}$. При заданной мощности крутящий момент увеличивается, если угловая скорость уменьшается. Главный генератор на всех режимах должен обеспечивать использование полной мощности дизеля.

Тяговая машина движется с переменной скоростью в зависимости от профиля и состояния пути. Изменение скорости движения приводит к изменению силы тяги, а следовательно, к изменению тока генератора, потребляемого тяговыми двигателями. Ток генератора при работе дизеля на полной мощности будет значительно изменяться, поэтому обратно пропорционально току должно изменяться и напряжение генератора.

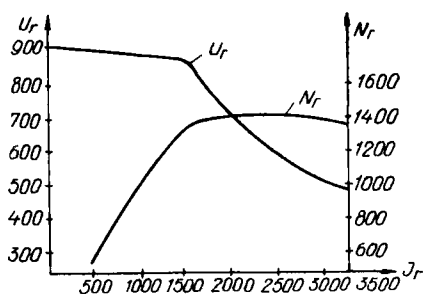


Рис. 16.8. Внешняя характеристика главного генератора тепловоза ТЭ-3.

Основные требования к внешней характеристике главного генератора состоят в том, чтобы в зоне рабочих токов обеспечить работу дизеля с полной мощностью при постоянном числе оборотов. Для этой цели в рабочей зоне она должна иметь форму гиперболы, т. е. $N = IU = \text{const}$. В реальных условиях, чтобы упростить систему управления главного генератора, допускается некоторое отклонение фактической характеристики от теоретической. На рис. 16.8 приведена внешняя характеристика главного генератора тепловоза ТЭ-3. Она показывает, что при токе 1550 а и более (т. е. в зоне рабочих токов) внешняя характеристика приближается к гиперболе, а мощность генератора поддерживается почти постоянной. При меньших токах наступает ограничение мощности по возбуждению, напряжение почти не повышается, в связи с чем мощность снижается. Величина максимального тока (3500 а) ограничивается с помощью специального реле максимального тока.

Такая сложная характеристика главного генератора получается при специальном регулировании его возбуждения. При независимом возбуждении ток возбуждения наиболее легко регулировать таким образом, чтобы мощность генератора оставалась постоянной.

Режим генератора по току как бы задается в зависимости от сопротивления на данном участке пути, которое определяется вращающим моментом тяговых электродвигателей. Таким образом, мощность генератора регулируется изменением его напряжения соответственно заданному току. Применяются схемы электрических передач, работающих при постоянном числе оборотов вала дизеля (генератора) на данной позиции контроллера.

Обмотки независимого возбуждения главных генераторов питаются от специальных *возбудителей* с расщепленными полюсами или

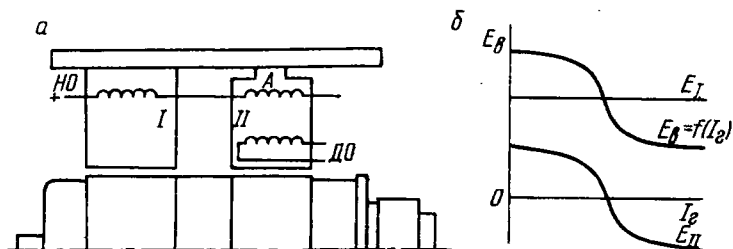


Рис. 16.9. Возбудитель с продольным расщеплением полюсов:
 а — конструктивная схема; б — график зависимости ЭДС от тока генератора;
 I и II — первая, вторая части полюса; ДО — дифференциальная обмотка.

от магнитных усилителей (саморегулирование). В дополнение к саморегулированию устанавливаются специальные автоматические регуляторы.

Возбудитель (рис. 16.9) представляет собой четырехполюсную машину, каждый полюс которой по длине разделен латунной прокладкой на две части. На них размещена *независимая* обмотка, охватывающая обе части полюса, и *дифференциальная*, охватывающая только вторую часть полюса. Независимая обмотка возбуждения питается от вспомогательного генератора, напряжение которого поддерживается постоянным посредством регулятора. Кроме того, в независимую обмотку поступает небольшой ток непосредственно от зажимов возбудителя. Так как основное питание обеспечивает вспомогательный генератор, то ЭДС E_I , создаваемая независимой обмоткой в части полюса I, почти не зависит от нагрузки генератора.

Дифференциальная (встречная) обмотка возбудителя включена непосредственно в силовую цепь, и по ней проходит весь ток главного генератора. ЭДС, индуктируемая в якоре, получается в результате взаимодействия магнитных потоков независимой и дифференциальной обмоток в части полюса II. Магнитные потоки этих обмоток имеют противоположные направления. Результирующая ЭДС равна алгебраической сумме ЭДС каждой части полюса:

$$E_a = E_I + E_{II} = Cn(\Phi_I + \Phi_{II}),$$

где C — постоянный коэффициент.

С увеличением нагрузки (тока главного генератора) суммар-

ная ЭДС возбудителя E_v уменьшается, что обуславливает снижение тока возбуждения, а следовательно, и напряжения главного генератора. Таким образом, с увеличением тока генератора напряжение на его зажимах будет уменьшаться, а мощность ($I_T U_T$) останется постоянной.

Некоторые возбудители, помимо указанных независимой и дифференциальной обмоток, имеют на ненасыщенных полюсах еще две обмотки: регулировочную (для автоматического регулирования мощности дизеля) и вторую (для ограничения пускового тока).

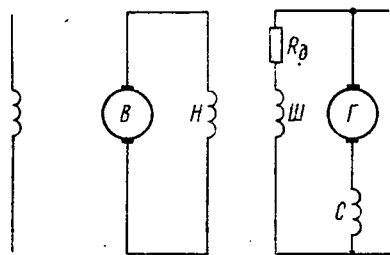


Рис. 16.10. Схема трехобмоточного генератора:

Γ — главный генератор; B — возбудитель; H , Ш , C — независимая, параллельная и последовательная (встречная) обмотки возбуждения; R_d — добавочное сопротивление параллельной обмотки.

На тепловозах устанавливается тахометрический агрегат, состоящий из двух тахогенераторов, один из которых включен в узел автоматического регулирования мощности дизеля, а второй — в узел ограничения пускового тока. *Тахогенераторы* предназначены для обеспечения более полного использования мощности дизеля, так как из-за непостоянства температуры нагрева обмоток возбуждения возбудитель с расцепленными полюсами не обеспечивает такое постоянство мощности.

На тракторе ДЭТ-250 и тепловозе ТУ-2 применена *однопоточная электрическая передача*, при которой мощность дизеля передается через электрические машины (генератор и тяговый электродвигатель) на ведущие колеса одним потоком. Для этого устанавливается *трехобмоточный силовой генератор* (рис. 16.10). Он представляет собой шестиполюсную машину с дополнительными полюсами. На главных полюсах размещены трехобмоточные катушки с обмотками независимого, параллельного и последовательного возбуждения, на дополнительных — расположены обмотки, включенные в цепь якоря последовательно. Независимая H и параллельная Ш обмотки действуют в одном направлении, а последовательная C — противоположно им. Таким образом, намагничивающая сила последовательной обмотки, зависящая от тока, направлена навстречу намагничивающей силе остальных обмоток.

При холостом токе, когда $I=0$, намагничивающая сила генератора равна сумме намагничивающих сил независимой и параллельной обмоток. При этом падение напряжения в цепи параллельной обмотки равно ЭДС генератора. При некотором токе генератора I_T ЭДС генератора снижается, так как последовательная обмотка (и реакция якоря) оказывает размагничивающее действие, и намагничивающая сила параллельной обмотки уменьшается вслед-

ствие падения напряжения в ее цепи. Перед началом движения включается контактор, и в обмотке независимого возбуждения протекает ток от бортовой сети, создавая начальный магнитный поток. Величина электрического тока, протекающего по обмотке независимого возбуждения, зависит от величины сопротивления, включенного в цепь этой обмотки. Сопротивление, регулируемое контроллером, изменяет режим работы генератора в зависимости от мощности, развиваемой дизелем.

Обмотка параллельного возбуждения включена в главную цепь генератора через предохранитель и добавочное сопротивление. Магнитный поток этой обмотки зависит только от напряжения генератора.

Трехобмоточный генератор не устраняет зависимость характеристики от температуры обмоток возбуждения, которая при работе машины доходит до 100° , изменяя сопротивление почти на 40% . Уменьшение влияния температуры достигается включением в цепь обмотки последовательного возбуждения дополнительного сопротивления, которое не изменяет своей величины при нагрузке.

После трогания машины с места повышаются обороты дизеля и уменьшается сопротивление в цепи независимого возбуждения генератора. В результате за счет повышения скорости вращения якоря и суммарного магнитного потока увеличивается напряжение генератора. Если в процессе движения увеличиваются внешние сопротивления, то увеличивается ток нагрузки, а следовательно, и размагничивающий магнитный поток последовательной обмотки. При этом уменьшается суммарный магнитный поток и напряжение, индуцируемое главным генератором. Скорость вращения якоря тягового электродвигателя снижается, а крутящий момент возрастает за счет увеличения тока нагрузки.

Таким образом, трехобмоточный генератор осуществляет саморегулирование двигателя-генератора, так как магнитный поток уменьшается с увеличением тока нагрузки и возрастает с повышением угловой скорости. С увеличением магнитного потока магнитная цепь генератора насыщается и магнитная проводимость становится переменной. Благодаря нелинейности магнитной характеристики трехобмоточного генератора вид зависимостей изменяется и его характеристика $E_r = f(I_r)$ получается выпуклой. В результате ухудшается использование полной мощности и снижается экономичность работы дизеля.

Схема системы регулирования двигатель-генераторной установки с использованием магнитных усилителей представлена на рис. 16.11. В качестве возбудителя в данной системе применяется генератор повышенной частоты, питающий обмотку возбуждения главного генератора через трехфазный магнитный усилитель (амплистат) и выпрямитель. Каждая из трех фаз усилителя имеет по две рабочие обмотки и общие для всех фаз обмотки управления: задающую, управляющую и регулировочную. Управляющая обмотка питается от возбудителя через распределительный трансформатор. В цепь обмотки включены два магнитных усилителя, являю-

щихся трансформаторами постоянного тока и напряжения. Обмотка управления трансформатора тока входит в цепь тока нагрузки генератора, следовательно, выходной ток трансформатора пропорционален этому току. Одноименные зажимы постоянного тока, выпрямленного мостами, соединены с управляющей обмоткой усилителя, ток которой зависит от напряжения и тока нагрузки генератора. При большом напряжении и малом токе мост напряжения работает, а мост тока заперт и ток обмотки пропорционален напряжению. Ток трансформатора замыкается через сопротивление, на зажимах которого напряжение меньше, чем на зажимах управляющей

обмотки, и мост не пропускает ток. Наоборот, при малом напряжении генератора и большом токе нагрузки работает выпрямительный мост тока, а выпрямитель напряжения заперт и ток обмотки управления определяется током нагрузки. Цепь трансформатора напряжения замыкается через сопротивление напряжения.

При промежуточных значениях тока и напряжения работают оба моста и ток обмотки управления пропорционален сумме выходных токов трансформаторов.

Задающая обмотка питается от тахогенератора постоянного тока, имеющего привод от дизеля. Намагничивающая сила этой обмотки направлена встречно по отношению управляющей об-

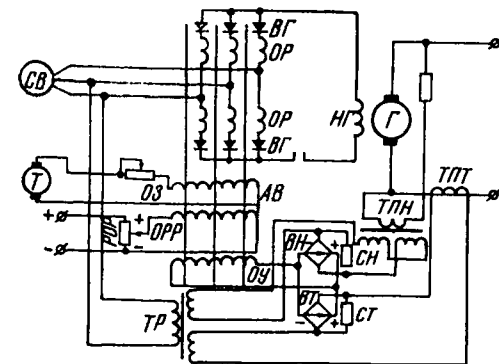


Рис. 16.11. Схема возбуждения генератора с использованием магнитных усилителей:

Г — тяговый генератор; НГ — обмотка независимого возбуждения генератора; СВ — синхронный генератор (возбудитель); АВ — трехфазный магнитный усилитель (амплистат); ВГ — выпрямитель тока; ОР — рабочие обмотки усилителя; ОЗ, ОУ, ОРР — обмотки управления: задающая, управляющая и регулировочная; ТР — распределительный трансформатор; ТПТ, ТПН — трансформаторы постоянного тока и постоянного напряжения; ВН, ВТ — выпрямительные мосты напряжения и тока; СТ, СН — сопротивления тока и напряжения; Т — тахогенератор постоянного тока.

мотки и несколько больше ее, а результирующая намагничивающая сила соответствует по нагрузочной характеристике усилителя определенному значению тока возбуждения генератора.

На рис. 16.12 представлена *внешняя характеристика генератора с магнитным усилителем*. При действии только двух — управляющей и задающей — обмоток усилителя внешняя характеристика генератора при полной подаче топлива в двигателе будет соответствовать ломаной линии *1*. Так как ток задающей обмотки не зависит от тока нагрузки генератора, а определяется числом оборотов первичного двигателя, то при уменьшении подачи топлива снижаются и ординаты внешней характеристики (ломанные линии *1'*, *1''*, *1'''* и т. д.). Участок *т — п* характеристики отображает режим постоянного напряжения, а участок *р — q* — режим постоянного тока.

Получение гиперболической внешней характеристики обеспечи-

вается третьей регулировочной обмоткой усилителя, которая питается от источника постоянного тока через потенциометр, связанный с регулятором подачи топлива.

Эта обмотка включена параллельно задающей, и при прохождении по ней тока точки внешней характеристики генератора перемещаются вверх. Чем больше ток регулировочной обмотки, тем выше мощность генератора. Путем подбора соответствующий механической связи между регулятором подачи топлива и потенциометром обеспечивается гиперболическая внешняя характеристика генератора при постоянной мощности первичного двигателя.

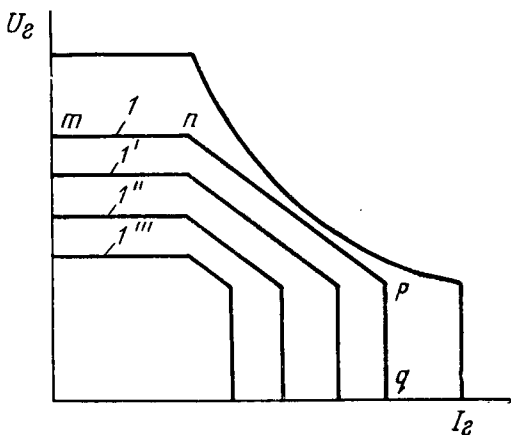


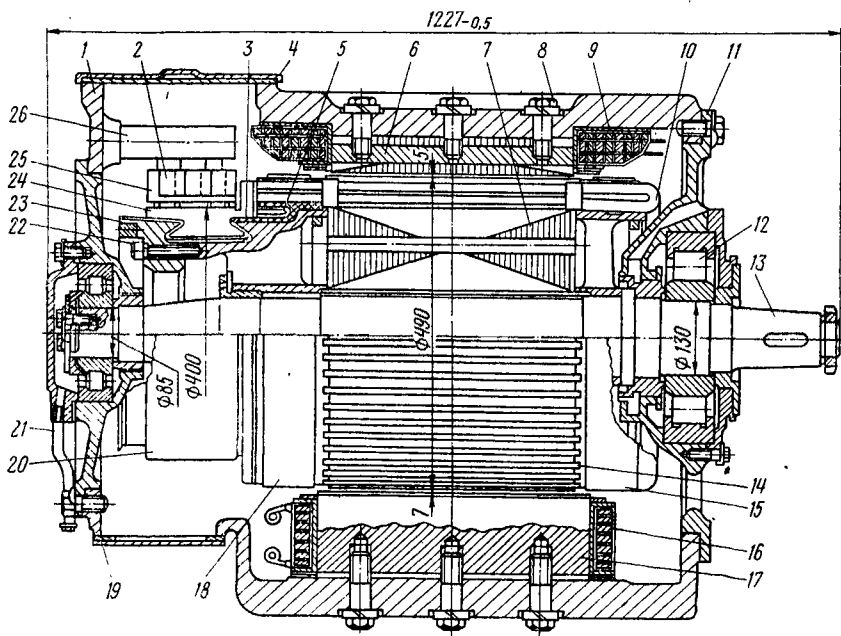
Рис. 16.12. Внешняя характеристика генератора при схеме возбуждения с магнитными усилителями.

16.3. Тяговые электродвигатели

Тяговые электродвигатели локомотивов предназначены для привода движущих осей. Они выполняются, как правило, с опорно-осевой (трамвайной) подвеской, при которой якорь двигателя располагается строго параллельно оси колесной пары. Тяговый двигатель с помощью моторно-осевых подшипников подвешен к оси колесной пары. С другой стороны остова имеются приливы, которыми двигатель через эластичный элемент опирается на раму тележки. Зубчатая передача состоит из малой шестерни, насаженной на конец вала якоря, и зубчатого колеса, надетого на ступицу колесного центра. Колесная пара от неровностей пути испытывает значительные толчки и перемещается относительно рамы тележки и тягового электродвигателя. Благодаря моторно-осевым подшипникам расстояние между шестернями осевого редуктора сохраняется постоянным и зацепление шестерен не нарушается. Так как скорость вращения электродвигателей изменяется в широких пределах, они имеют принудительную вентиляцию. Воздух подается с помощью центробежных вентиляторов и охлаждает коллекторы, щеткодержатели, якорь и полюсы. Получающееся внутри двигателя небольшое избыточное давление препятствует прониканию в него пыли.

Ограниченность габаритов, жесткие требования по вибро- и ударостойкости, влаго- и теплостойкости изоляции определяют конструкцию тяговых электродвигателей. Эти двигатели — четырехполюсные машины последовательного возбуждения с дополнительными полюсами (рис. 16.13).

Сердечники главных полюсов набраны из лакированных стальных листов. Катушки из голой шинной меди намотаны плашмя и



1 — остов; 2 — щетки; 3 — втулка коллектора; 4, 19 — крышки; 5 — уравнильные соединения; 6 — основной (главный) полюс; 7 — пакет якоря; 8 — полюсные болты; 9 — катушка главного полюса; 10 — обмотка якоря; 11 — подшипниковый щит; 12 — роликовый подшипник; 13 — вал; 14 — пазовый клин; 15, 18 — бандажи; 16 — катушка дополнительных полюсов; 17 — дополнительный полюс; 20 — коллектор; 21 — трубка для смазки подшипников; 22 — коллекторный болт; 23 — коллекторный конус; 24 — коллекторные пластины; 25 — щеткодержатель; 26 — палец щеткодержателя.

Дополнительные полюса предназначены для улучшения коммутации электродвигателя. Их сердечники изготавливаются сплошными из толстолистовой стали. Это возможно потому, что потери, вызываемые вихревыми токами, здесь незначительны из-за малых размеров полюсов и малого магнитного потока, проходящего через них. Катушки полюсов, изготовленные из полосовой меди, намотаны на ребро с межвитковой изоляцией из асбестовой бумаги.

282

условиях. При расчете на прочность, который производится по максимальному крутящему моменту при трогании машины с места, определяющей величиной является нагрузка на ось, а не мощность локомотива.

Сердечник якоря в связи с малым его диаметром собирается непосредственно на валу, а не на промежуточной втулке, как у двигателей электровозов. *Обмотка якоря* — петлевая с уравнительными соединениями первого рода со стороны коллектора. *Коллектор* тягового электродвигателя является наиболее сложным узлом в конструктивном, технологическом и эксплуатационном отношениях. Состояние коллектора определяет надежность работы и срок службы двигателя. Коллектор собирается из пластин (за одно целое с петушками), отштампованных из твердотянутой профильной меди, легированной кадмием или серебром. Пластины изолированы между собой коллекторным миконитом, а от корпуса — миконитовым цилиндром и манжетами.

Щеткодержатели установлены против главных полюсов по горизонтальной и вертикальной осям. Щетки в гнездах щеткодержателей перемещаются свободно, но без качания. К коллектору щетки прижимаются спиральными пружинами, сила нажатия которых регулируется специальной втулкой, расположенной в центре пружины. Для предохранения пружин от прохождения тока щетки имеют гибкие шунты, прикрепленные к щеткодержателям.

Режим работы тягового электродвигателя существенно отличается от генератора, так как у него, помимо изменения тока и напряжения, в широких пределах изменяются скорость вращения вала и крутящий момент.

В процессе работы в электродвигателе возникает ряд явлений, имеющих аналогию с явлениями работающего генератора. При вращении якоря в магнитном поле в его обмотке индуцируется ЭДС, направленная навстречу подводимому к двигателю напряжению и препятствующая созданию тока в этой обмотке. Возникающая в обмотке якоря противо-ЭДС, подобно ЭДС, пропорциональна магнитному потоку и скорости вращения якоря: $E = C \Phi n$.

Величина тока в обмотках якоря определяется разностью между приложенным напряжением и наведенной в якоре противо-ЭДС:

$$I_{\text{я}} = \frac{U - E}{R_{\text{я}}},$$

где $R_{\text{я}}$ — сопротивление цепи якоря.

С увеличением нагрузки на валу электродвигателя его вращение замедляется и противо-ЭДС уменьшается, а ток в якоре возрастает за счет роста разности между напряжением и противо-ЭДС. При уменьшении механической нагрузки положение меняется, т. е. противо-ЭДС растет, а ток падает. Следовательно, ток якоря зависит как от подводимого напряжения, так и от нагрузки электродвигателя. Например, при движении тепловоза на подъем уменьшаются его скорость и число оборотов тяговых двигателей,

а ток возрастает. Наоборот, с увеличением скорости движения ток уменьшается.

Электродвигатель с точки зрения тяговых свойств характеризуется крутящим моментом и числом оборотов якоря: $M = KI_{\text{я}} \Phi$, где K — коэффициент, зависящий от диаметра якоря, числа проводов обмотки и др.

Крутящий момент находится в прямой зависимости от механической нагрузки. Чем больше момент сопротивления валу двигателя при его вращении, тем больше крутящий момент.

При совместном решении формул величины тока и противоЭДС получим формулу для определения числа оборотов якоря:

$$n = \frac{U - I_{\text{я}} R_{\text{я}}}{C \Phi} \text{ об/мин.}$$

Таким образом, скорость вращения якоря электродвигателя пропорциональна подводимому к нему напряжению U и обратно пропорциональна магнитному потоку Φ , а также уменьшается с увеличением внутренних потерь напряжения $I_{\text{я}} R_{\text{я}}$ в якоре.

Мощность $N_{\text{подв}}$, подводимая к тяговому двигателю, больше той механической мощности, которую он отдает:

$$N_{\text{т.дв}} = N_{\text{подв}} - N_{\text{пот}} = N_{\text{подв}} \eta_{\text{т.дв}} = \frac{IU}{1000} \eta_{\text{т.дв}} \text{ кВт,}$$

где $\eta_{\text{т.дв}}$ — КПД тягового двигателя, $\eta_{\text{т.дв}} \approx 0,9$.

В двигателе имеют место механические потери на трение якоря в подшипниках, якоря о воздух и на трение щеток о коллектор, а также электрические и магнитные потери в стали и меди за счет нагрева обмоток при прохождении тока, нагрева сердечника якоря от вихревых токов и от перемагничивания.

При электрической передаче применяются тяговые электродвигатели последовательного возбуждения, которые лучше удовлетворяют требованиям транспортной машины, чем двигатели с параллельным и смешанным возбуждением. В двигателе с последовательным возбуждением магнитный поток пропорционален току якоря, а вращающий момент при максимальном токе будет очень велик, так как он пропорционален квадрату силы тока:

$$M_{\text{т.дв}} = KI_{\text{я}} \Phi; \quad \Phi = K_1 I_{\text{я}}; \text{ следовательно, } M_{\text{т.дв}} = K' I_{\text{я}}^2.$$

Например, при трогании машины с места или движении на подъем, когда скорость незначительна, необходима максимальная сила тяги. Электродвигатель вращается медленно, и требуется большой ток, близкий к максимальному. А при максимальном токе получается максимальный момент и максимальная сила тяги $P_{\text{к}}$:

$$P_{\text{к}} = m \frac{M_{\text{т.дв}}^2}{d_{\text{к}}} i_{\text{з.п}} \eta_{\text{т.дв}} \text{ кГ,}$$

где $i_{\text{з.п}}$ — передаточное число зубчатой передачи; m — число тяговых электродвигателей; $d_{\text{к}}$ — диаметр колеса локомотива.

16.4. Регулирование тяговых электродвигателей

Формула зависимости скорости движения локомотива $v_{\text{л}}$ от напряжения $U_{\text{г}}$ и магнитного потока Φ выглядит так:

$$U_{\Gamma} = \frac{m}{m_1} C \Phi v_{\text{л}} + \frac{m}{m_1} I_{\Gamma} R_{\text{м}} = E_{\text{т.дв}} - I_{\Gamma} R_{\text{с}} \text{ в,}$$

где m_1 — число параллельных групп тяговых двигателей; $R_{\text{м}}$ — сопротивление обмотки двигателя; $R_{\text{с}}$ — сопротивление серийной обмотки генератора. Зависимость показывает, что с уменьшением магнитного потока для получения той же скорости локомотива требуется меньшее напряжение. И наоборот, при неизменном напряжении и ослаблении поля можно получить различные скорости движения.

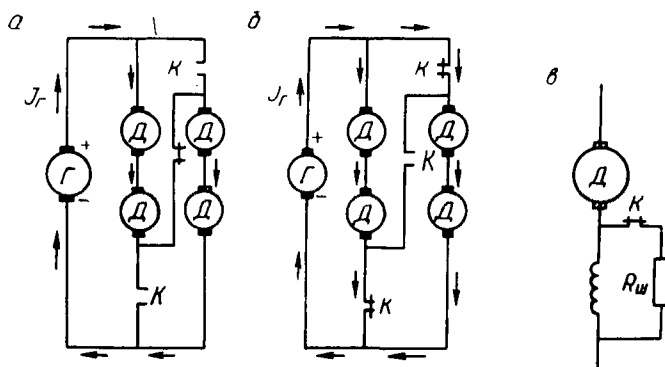


Рис. 16.14. Варианты схемы переключения тяговых двигателей:

а — последовательное; б — последовательно-параллельное; в — шунтирование обмоток возбуждения; Г — генератор; Д — тяговые двигатели; К — контакторы; $R_{\text{ш}}$ — шунтирующее сопротивление.

Формула зависимости силы тяги

$$P_{\text{к}} = 0,367 \frac{m}{m_1} \eta_{\text{м}} C \Phi I_{\Gamma} \kappa \Gamma$$

показывает, что при постоянном соединении двигателей сила тяги зависит только от тока генератора. При изменении силы тяги, а следовательно, и тока автоматически изменяется напряжение генератора при неизменных оборотах дизеля.

С изменением напряжения изменяются обороты тяговых двигателей, а значит, и скорость локомотива. Если, кроме того, изменить и обороты дизеля, то можно еще раз изменить напряжение и скорость движения. Автоматическое регулирование возбуждения генератора и числа оборотов дизеля обеспечивает наивыгоднейшие скорости движения. При большом диапазоне изменения скоростей потребуется в широких пределах изменять и напряжение генератора, что приведет к большому увеличению размеров и веса генератора. Чтобы уменьшить диапазон изменения напряжения генератора, применяется последовательно-параллельное переключение тяговых электродвигателей (рис. 16.14).

Если переключить два двигателя с последовательного на последовательно-параллельное соединение, то потребляемый двигателями от генератора ток возрастет в два раза, а напряжение на зажимах генератора в два раза уменьшится.

Иногда вместо изменения схемы включения тяговых двигателей более целесообразно произвести ослабление магнитного поля главных полюсов. Ослабление поля осуществляется шунтированием обмоток возбуждения тяговых двигателей омическим сопротивлением посредством электрических контакторов.

Снятие ограничения мощности главного генератора по возбуждению производится как можно большим ослаблением магнитного поля тяговых двигателей при высоких скоростях движения. Однако чрезмерное ослабление поля возбуждения вызывает на коллекторе тягового двигателя сильное искрение, переходящее в круговой огонь, что выводит двигатель из строя. При последовательном соединении электродвигателей отдельно соединяются обмотки якорей и обмотки возбуждения. Это позволяет уменьшить число контакторов, переключающих обмотки возбуждения при изменении направления движения.

Рассмотрим *регулирование скорости движения тепловоза* при последовательном, последовательно-параллельном соединении тяговых двигателей и при одной ступени ослабления поля.

Трогание и разгон локомотива осуществляется при *последовательном* соединении всех тяговых электродвигателей (рис. 16.14, а). С увеличением скорости ток двигателей и генератора уменьшается, а напряжение увеличивается. При скорости 12 км/ч напряжение генератора приближается к своему максимуму (850 в), и дальнейшее его возрастание прекращается. При скорости 14,5 км/ч с помощью контакторов электродвигатели переключаются с последовательного на *последовательно-параллельное* соединение (рис. 16.14, б). Генератор вновь начнет работать в области высоких токов и низких напряжений. При скорости 30 км/ч напряжение генератора возрастает до предела и вновь начинается ограничение мощности тепловоза. Снять это ограничение можно было бы путем параллельного соединения всех двигателей. Однако для ослабления магнитного поля более целесообразно произвести шунтирование обмоток главных полюсов. Переход с полного магнитного поля на ослабленное происходит при скорости 32 км/ч (рис. 16.14, в). При этом режим генератора вновь соответствует точке 3 его внешней характеристики.

В *однопоточной электрической передаче трактора ДЭТ-250* (рис. 16.15) установлен тяговый электродвигатель ЭДТ-166А с двумя параллельными обмотками возбуждения. Одна обмотка — независимого возбуждения — питается от бортовой сети (аккумуляторной батареи) напряжением 24 в, а вторая — специального возбуждения — питается от якоря возбuditеля, что позволяет получить требуемую для тяги характеристику трактора. В силовую цепь тягового электродвигателя включено добавочное сопротивление, которое вместе с обмоткой дополнительных полюсов создает падение напряжения и питает обмотки возбuditеля при прохождении тока нагрузки по участку главной цепи.

Возбудитель представляет собой генератор постоянного тока без дополнительных полюсов мощностью 6 кВт. Он предназначен

для питания обмотки специального возбуждения электродвигателя при нагрузке на крюке трактора.

При увеличении внешних сопротивлений увеличиваются ток нагрузки и размагничивающий поток последовательной обмотки возбуждения главного генератора. В результате уменьшаются напряжение, индуцируемое генератором, и скорость вращения якоря тягового электродвигателя.

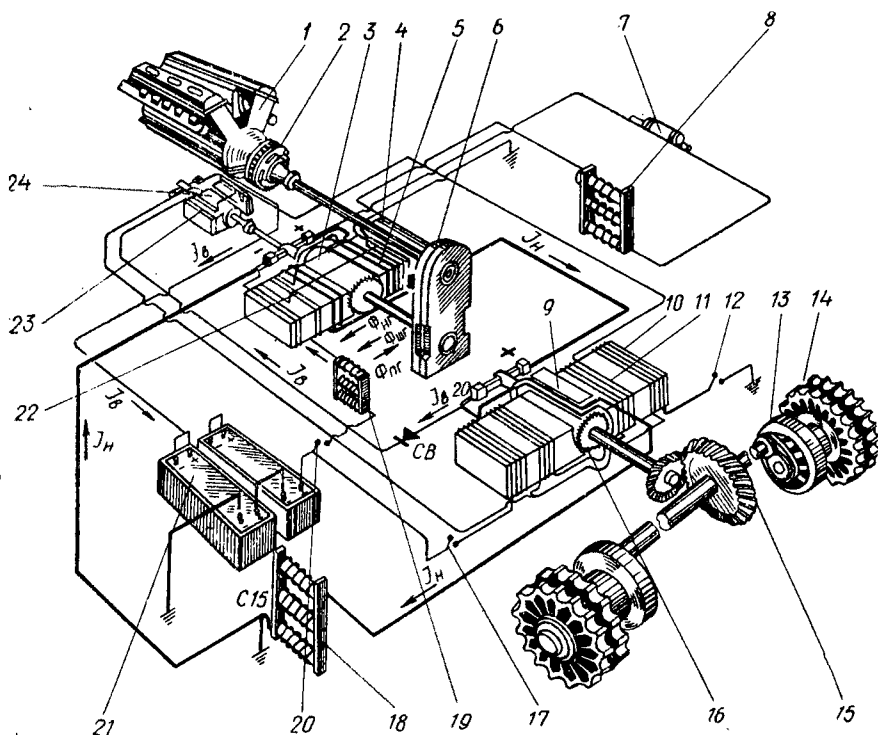


Рис. 16.15. Упрощенная схема электрической трансмиссии трактора ДЭТ-250:

1 — дизель; 2 — фрикционная муфта; 3 — силовой генератор; 4 — обмотка параллельного возбуждения; 5 — обмотка последовательного возбуждения; 6 — привод генератора; 7 — предохранитель; 8, 18, 19 — сопротивления; 9 — обмотка дополнительных полюсов; 10 — обмотка независимого возбуждения; 11 — обмотка специального возбуждения; 12, 17, 20 — контакторы; 13 — планетарный механизм поворота; 14 — ведущее колесо; 15 — коническая передача; 16 — тяговый электродвигатель; 21 — аккумуляторная батарея; 22 — обмотка независимого возбуждения; 23 — обмотка возбуждения возбудителя; 24 — возбудитель.

Сопротивление участка цепи 2Д-С15 подобрано таким, что при токе нагрузки 370 а напряжение здесь падает на 6—7 в. Последовательно обмотке возбуждения возбудителя включена аккумуляторная батарея с таким же напряжением, направленным навстречу падению напряжения на указанном участке главной цепи. При работе трактора с малой нагрузкой на крюке возбудитель не дает ток в обмотку специального возбуждения электродвигателя и магнитный поток его создается только обмоткой независимого возбуж-

дения. В цепь обмотки возбуждения последовательно включен селеновый выпрямитель, который не допускает протекания тока в обратном направлении от аккумуляторной батареи при токе нагрузки меньше 370 а.

С увеличением тока нагрузки (свыше 370 а) возрастает падение напряжения на участке главной цепи 2Д-С15, превышающего напряжение батареи. На обмотку возбуждения действует разность напряжений, и в ней появляется ток. Магнитный поток обмотки

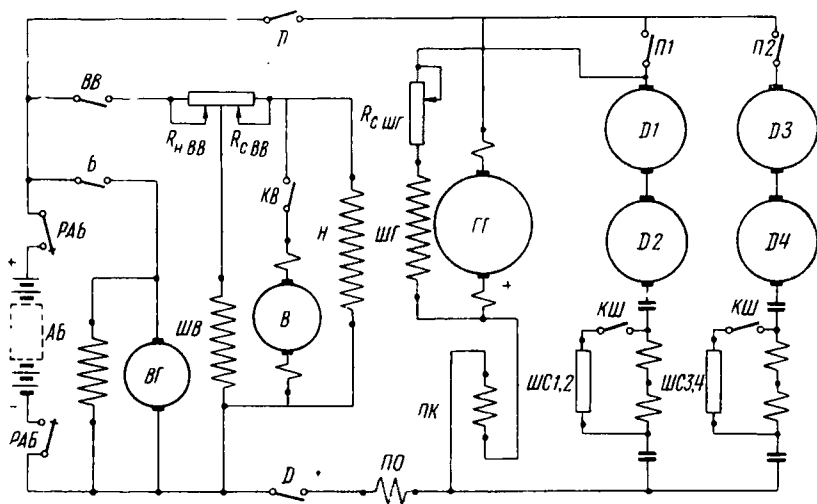


Рис. 16.16. Схема электрической силовой цепи тепловоза ТУ-2:

ГГ — главный генератор; Д1, Д2, Д3, Д4 — тяговые электродвигатели; ВГ — вспомогательный генератор; АБ — аккумуляторная батарея; обмотки возбуждения: Н — независимая; ШГ — шунтовая; ПК — противоконпаундная; ПО — пусковая; ШВ — возбудителя; контакторы: Д — пусковой; П1 и П2 — тяговых двигателей передней и задней тележек; КШ — шунтирования тяговых двигателей; Е — зарядки аккумуляторной батареи; КВ — включения возбудителя; ВВ — возбуждения возбудителя; сопротивления: ШС 1,2 и ШС 3,4 — шунтирующие сопротивления обмоток возбуждения двигателей; $R_{сшг}$ — регулировочные в цепи самовозбуждения генератора; $R_{н.вв}$ и $R_{с.вв}$ — регулировочные в цепях независимо-го и шунтового возбуждения возбудителя; РАБ — рубильник отключения аккумуляторной батареи.

индуктирует в якоре возбудителя ЭДС, которая вызывает ток в обмотке специального возбуждения тягового электродвигателя, повышая тем самым суммарный магнитный поток электродвигателя. При этом крутящий момент электродвигателя и сила тяги трактора увеличиваются. С уменьшением нагрузки на крюке (снижается ток нагрузки) увеличивается магнитный поток тягового электродвигателя (снижаются падение напряжения на упомянутом участке цепи и ток возбуждения возбудителя). Напряжение генератора, скорость вращения электродвигателя, а следовательно, и скорость движения трактора увеличиваются.

Силовая цепь тепловоза ТУ-2 (рис. 16.16) имеет два самостоятельных участка низкого и высокого напряжения. Источниками тока участка цепи низкого напряжения являются аккумуляторная

батарея *АБ*, вспомогательный генератор *БГ* и возбудитель *В*, а потребителями — вспомогательные электродвигатели, электрические аппараты и приборы освещения. Главный генератор во время заправки дизеля также является потребителем тока низкого напряжения, так как он питается от аккумуляторной батареи. Источником тока участка цепи высокого напряжения является главный генератор *ГГ*, а потребителями — тяговые электродвигатели *Д1*, *Д2*, *Д3* и *Д4*. Генератор *ГГ* является генератором постоянного тока, смешанного возбуждения, мощностью 195 кВт при напряжении 450 в (максимальное напряжение 750 в). Он имеет четыре обмотки возбуждения: независимую *Н*, шунтовую *ШГ*, противокомпаундную *ПК* и пусковую *ПО*. Возбудитель *В* — генератор постоянного тока, смешанного возбуждения, мощностью 2 кВт при напряжении 115 в — служит для питания независимой обмотки *Н* главного генератора. Обмотки возбуждения возбудителя питаются от вспомогательного генератора (независимое возбуждение *ШВ*) и от якоря возбудителя (самовозбуждение).

Вспомогательный генератор *ВГ* имеет мощность 1,7 кВт при напряжении 75 в. Постоянное напряжение вспомогательного генератора при переменной нагрузке и переменных оборотах его якоря поддерживается путем изменения тока возбуждения с помощью реле напряжения. Аккумуляторная батарея *АБ* емкостью 140 а и напряжением 60 в предназначена для питания пусковой обмотки *ПО* главного генератора, цепей управления и освещения при неработающем вспомогательном генераторе, а также для питания обмотки возбуждения последнего и возбудителя до перехода их на самовозбуждение.

Тяговые электродвигатели имеют постоянное последовательно-параллельное соединение (две параллельные цепи по два двигателя, соединенных последовательно). Для расширения пределов полного использования мощности дизеля предусмотрен переход на ослабленное поле электродвигателя путем шунтирования его обмоток возбуждения сопротивлением *ШС 1*, *2* и *ШС 3*, *4*.

Замыкание и размыкание контактов производится электромагнитными контакторами: пусковым контактором *Д*, контакторами включения тяговых электродвигателей *П1* и *П2*, контакторами для шунтирования тяговых электродвигателей *КШ*, контактором для разрядки батареи *Б*, контактором для включения возбудителя главного генератора *КВ* и контактором возбуждения возбудителя *ВВ*.

Имеются два реле буксования, которые защищают тяговые электродвигатели при буксовании колес путем отключения контактора *ВВ* и прекращения питания обмотки возбуждения *ШВ* возбудителя.

Мощность дизель-генераторной силовой установки регулируется изменением числа оборотов коленчатого вала дизеля. При этом изменяется напряжение генератора и соответственно поддерживается постоянная мощность на его зажимах. Всережимный регулятор ограничивает изменение оборотов дизеля в допустимых пределах при изменяющихся нагрузках.

При включении пускового контактора *Д* якорь главного генератора подключается к аккумуляторной батарее и генератор начинает работать в режиме электродвигателя (стартера для пуска двигателя). Контактор *КВ* остается разомкнутым, и независимое возбуждение главного генератора при пуске дизеля не происходит.

При движении тепловоза с полновесным составом, когда рукоятка контроллера поставлена в восьмое (последнее) положение, регулирование силовой установки происходит автоматически.

С увеличением нагрузки (например, при преодолении подъема) увеличивается потребная сила тяги, возрастает ток в цепи тяговых электродвигателей, в связи с чем уменьшается напряжение главного генератора и снижается скорость движения тепловоза.

16.5. Электропривод с мотор-колесами

Электропривод с мотор-колесами применяется на автомобилях и автопоездах высокой проходимости и большой грузоподъемности. Он особенно эффективен для многоосных автомобилей, а также для двух- и многозвенных полноприводных автопоездов. Система электропривода состоит из трех основных элементов: автономного источника электроэнергии (тепловой двигатель-генератор), исполнительного механизма (мотор-колеса) и системы регулирования.

В системе электропривода на постоянном токе в качестве первичного двигателя используются поршневые двигатели (дизели) и одновальные газотурбинные двигатели, работающие в режиме постоянной мощности при неизменном числе оборотов. В первом случае вал генератора соединяется с валом двигателя непосредственно, во втором применяется понижающий редуктор с большим передаточным числом.

В системе электропривода на переменном токе наиболее целесообразно применять одновальные газотурбинные двигатели и быстроходные синхронные генераторы, соединенные с двигателем непосредственно.

Максимальное значение напряжения генератора определяется технико-экономическими показателями и соображениями техники безопасности. Оно ограничивается пределом насыщения магнитной цепи, условиями нагревания обмотки возбуждения и электрической прочностью изоляции; для генераторов постоянного тока, кроме того, по допустимому напряжению между коллекторными пластинами. Машины безрельсового транспорта находятся в худших условиях в отношении безопасности эксплуатации, так как их корпус электрически изолирован от земли пневматическими шинами. Для них максимальное напряжение составляет 600 в, как это принято для троллейбусов (вместо 700—800 в для машин рельсового транспорта). Физиологическое воздействие переменного тока на человеческий организм в несколько раз сильнее постоянного тока. Поэтому при электроприводе на переменном токе максимальное значение напряжения меньше и составляет примерно 380 в.

Исполнительный механизм представляет собой комплекс агрегатов, преобразующих электроэнергию двигатель-генераторной установки в механическую, реализуемую на ведущих колесах машины. В зависимости от количества исполнительных механизмов электропривод бывает групповым (общим), при котором момент электродвигателя передается двум и более ведущим колесам, и индивидуальным (раздельным), если на каждое колесо передается момент от отдельного электродвигателя.

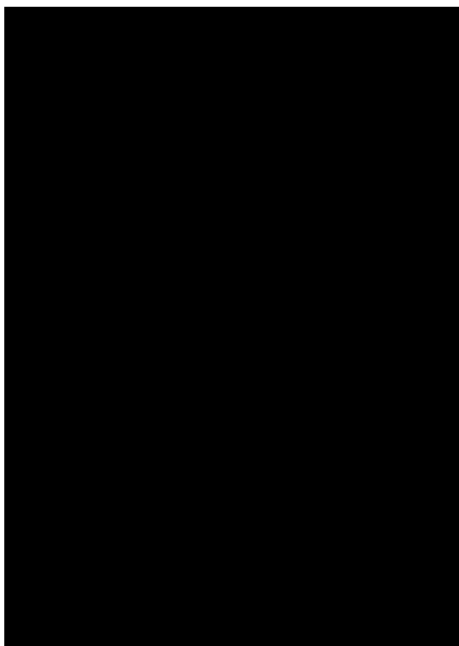
При *групповом приводе* получается более громоздкая конструкция силовой передачи, состоящая из тягового двигателя, карданной передачи, редуктора и дифференциала. Данный привод характеризуется также сложностью компоновки отдельных узлов. Индивидуальный привод позволяет существенно сократить число элементов механической передачи, ослабить взаимное влияние режимов работы отдельных ведущих колес и улучшить регулирование исполнительного механизма. При индивидуальном приводе тяговый электродвигатель может быть расположен вне обода колеса, вдоль или поперек оси или же по системе мотор-колеса.

Мотор-колесом называется агрегат, в котором конструктивно объединены все элементы исполнительного механизма: тяговый электродвигатель, редуктор, колесо, тормозной и вспомогательный механизмы. Электродвигатель располагается внутри обода колеса при весьма рациональной компоновке элементов системы мотор-колеса. Здесь сведены до минимума число и размеры силовой передачи. В мотор-колесах используются специальные колесные движители, рассчитанные на высокую проходимость или большую грузоподъемность, а также быстроходные тяговые электродвигатели в сочетании с многоступенчатыми планетарными редукторами.

Мотор-колеса постоянного действия с ограниченным диапазоном регулирования момента и числа оборотов на колесе имеют постоянное передаточное число между колесом и тяговым электродвигателем. Увеличения пределов регулирования здесь можно достигнуть лишь повышением мощности электродвигателя, что не всегда целесообразно. Такие мотор-колеса находят применение в транспортных машинах, которые эксплуатируются в относительно стабильных дорожных условиях (например, троллейбусы).

Мотор-колеса постоянного действия с расширенным диапазоном регулирования имеют переменное передаточное число между двигателем и колесом (двухскоростной редуктор или гидравлическая передача). Кроме того, используются двухскоростные асинхронные двигатели. При соответствующем подборе передаточных чисел редуктора или параметров асинхронного двигателя и применения специальных шин мотор-колеса обеспечивают проходимость транспортной машины в трудных дорожных условиях.

Мотор-колеса периодического действия применяются на прицепах и полуприцепах автопоездов. Их электродвигатели включаются лишь на низких силовых передачах при преодолении трудных участков пути. При переходе на высшие передачи тяговый электродвигатель и наиболее быстроходные звенья редуктора отключаются от



Ри 13.17 Разрез мотор-колеса:

1 — фланец; 2 — редуктор; 3 — подшипники колес; 4 — колодка; 5 — коллектор; 6 — тормозной диск; 7 — корпус двигателя.

колеса в целях предохранения их от разноса за счет больших скоростей холостого хода.

На рис. 16.17 показано устройство мотор-колеса с *встроенным внутрь обода тяговым двигателем и вынесенным за его пределы редуктором*. Корпус электродвигателя является осью колеса, на которую насажены подшипники большого диаметра. Со стороны коллектора двигателя установлен тормоз. В данной конструкции осмотр и обслуживание коллектора двигателя затруднены — для этой цели требуется снимать тормоз.

На рис. 16.18 представлено мотор-колесо с *асинхронным двигателем и двухскоростным планетарным редуктором*. Переключение передач осуществляется посредством фрикционного механизма с гидравлическим или пневматическим приводом.

Момент от тягового электродвигателя передается через полый вал на малую солнечную шестерню и ведущие диски механизма переключения передач. Ведомые диски связаны с коронной (большой солнечной) шестерней редуктора. На шлицах ведомого элемента механизма переключения установлен подвижный диск, находящийся между опорным диском корпуса электродвигателя и нажимным диском нажимного цилиндра.

Нажимной диск связан с диафрагмой, образующей вместе с корпусом полость, которая соединена с источником давления. Водило планетарного редуктора, имеющее сателлиты, соединено с шестерней двухступенчатого редуктора, подобного редуктору мотор-колеса.

Если привод механизма переключения передач выключен, подвижной диск зажат между опорным и нажимным диском, а фрикционные ведомые диски находятся в разжатом состоянии. Если привод включен, пружины сжимают фрикционные диски, а подвижный диск механизма переключения освобождается.

При выключенном приводе механизма переключения мотор-колеса работает на высшей передаче, а планетарный ряд редуктора мотор-колеса вращается как одно целое с ведущей шестерней двух-

ступенчатого редуктора. Работа на низшей передаче осуществляется при включенном приводе механизма переключения, который блокирует коронную шестерню с корпусом электродвигателя. При этом планетарный ряд деблокируется и крутящий момент через сателлиты и водило передается на двухступенчатый редуктор.

Тяговые электродвигатели мотор-колеса имеют корпус специальной конструкции, подшипниковые щиты и валы, а также устройство вентиляции. При установке подшипников большого диа-

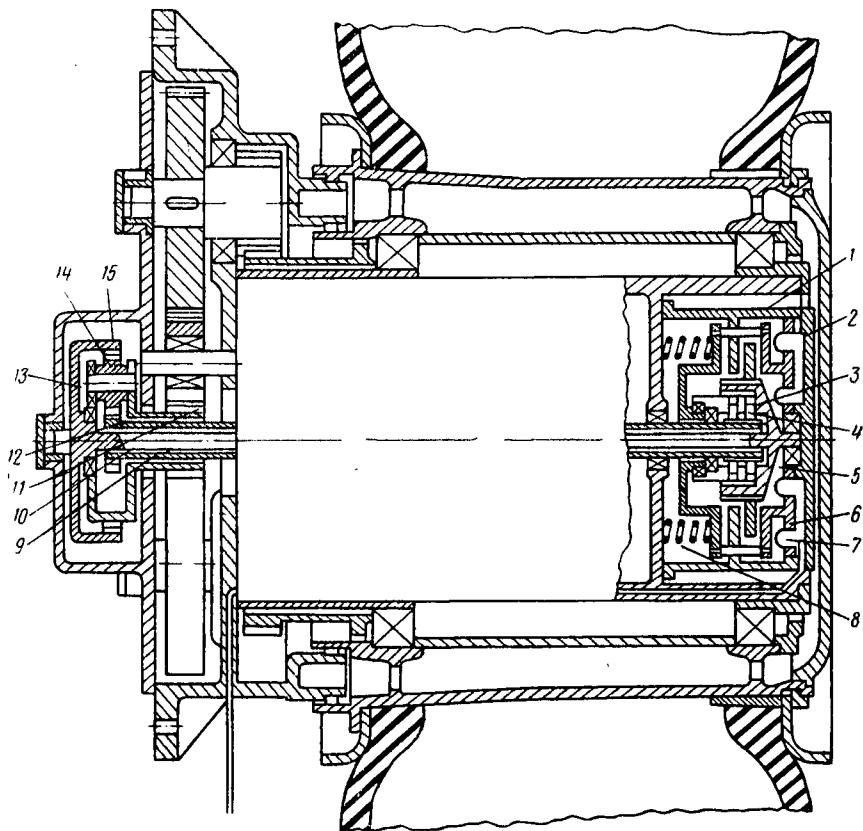


Рис. 16.18. Мотор-колесо с двухскоростным редуктором:

1 — опорный диск; 2 — подвижный диск; 3 — ведомые диски; 4 — ведущие диски; 5 — упорное кольцо механизма переключения; 6 — нажимной диск; 7 — нажимной цилиндр; 8 — пружины; 9 — полый вал; 10 — торсионный вал; 11 — солнечная шестерня; 12 — центральная шестерня двухступенчатого редуктора; 13 — водило; 14 — сателлиты; 15 — коронная шестерня.

метра корпус двигателя служит опорой их внутренних колец и играет роль конструктивного элемента мотор-колеса. Торсионный вал, установленный внутри полого вала электродвигателя, снижает динамические нагрузки, которые возникают в силовых передачах при переходных процессах. Механический тормоз может быть связан непосредственно с валом электродвигателя.

Исходной величиной для определения основных размеров электродвигателя является машинная постоянная C :

$$C = \frac{D_{\text{я}}^2 l_{\text{я}} n_{\text{дв}}}{N_{\text{дв}}},$$

где $l_{\text{я}}$ — длина якоря; $D_{\text{я}}$ — диаметр якоря; $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя; $n_{\text{дв}}$ — число оборотов.

Величина $\frac{D_{\text{я}}^2 l_{\text{я}}}{N_{\text{дв}}}$ приближенно характеризует объем активных материалов на единицу мощности. Из выражения машинной постоянной видно, что этот объем обратно пропорционален числу оборотов двигателя, т. е. его размеры и вес уменьшаются с увеличением $n_{\text{дв}}$. Размеры двигателя в большой степени зависят от токовой нагрузки обмоток и магнитной нагрузки электротехнической стали. От соотношения токовой и магнитной нагрузок зависят электро-механические характеристики двигателей.

Форма механической характеристики электродвигателя постоянного тока определяется в основном системой возбуждения. Она может быть мягкой при последовательном возбуждении и жесткой — при параллельном. Форма механических характеристик электродвигателей играет важную роль при распределении нагрузки между двигателями, при буксовании мотор-колес и при электрическом торможении.

Режим работы мотор-колеса при каждом неизменном значении напряжения и *возможная схема соединения электродвигателей* зависит от формы их механических характеристик. Для мотор-колеса отдается предпочтение двигателям без внешнего регулирования магнитного потока.

Под устойчивостью электродвигателя подразумевается способность его восстанавливать режим работы без помощи регулятора, а лишь вследствие определенного соотношения величин развиваемого им момента и момента сопротивления на валу электродвигателя на всем рабочем диапазоне скоростей движения. Условие устойчивости по методу малых отклонений записывается так:

$$\frac{dM_{\text{дв}}}{dn_{\text{дв}}} < \frac{dM_{\text{с}}}{dn_{\text{дв}}}.$$

При определенных дорожных условиях величина момента сопротивления на валу двигателя мало изменяется, и может быть принято $M_{\text{с}} = 0$, тогда условие устойчивости $\frac{dM_{\text{дв}}}{dn_{\text{дв}}} < 0$.

В мотор-колесах применяются электродвигатели последовательного возбуждения, соединенные параллельно. С учетом конструкции мотор-колеса и величины момента электродвигателя при скорости вращения, близкой к расчетной, устанавливается необходимость защиты от буксования. Если момент сопротивления не превышает момента, развиваемого электродвигателем, то защита по условиям механической прочности мотор-колеса не требуется.

В целях предупреждения чрезмерного повышения числа оборотов мотор-колеса и сохранения нормального распределения нагруз-

ки между электродвигателями применяется дополнительная независимая обмотка возбуждения с ампер-витками в количестве 20—25% от ампер-витков номинального режима. Это обеспечивает повышение коэффициента жесткости характеристики при высокой скорости вращения мотор-колеса. Дополнительная обмотка используется также при электрическом торможении в качестве обмотки подмагничивания.

Регулирование электропривода путем воздействия на режимы работы дизель-генератора и тяговых электродвигателей осуществляется в целях получения механической характеристики мотор-колеса, близкой к гиперболической, независимо от формы характеристики двигателя.

Для приближения внешней характеристики генератора к гиперболической кривой должно происходить снижение напряжения при увеличении тока нагрузки. Это достигается при постоянной скорости дизель-генератора в том случае, если будет уменьшаться магнитный поток с увеличением тока нагрузки, т. е. производная магнитного потока по току имеет отрицательное значение:

$$\frac{d\Phi_r}{dI_r} < 0.$$

Возможность саморегулирования также обеспечивается при условии положительного значения производной магнитного потока по скорости вращения генератора. Регулирование электропривода с одномоточным генератором, имеющим гиперболическую характеристику, производится с использованием возбудителя с расщепленными полюсами или магнитных усилителей (рассмотрено выше).

Режим работы тяговых электродвигателей регулируется изменением напряжения генератора, последовательно - параллельным переключением электродвигателей (ступенчатое регулирование) и изменением магнитного потока, позволяющим регулировать тягово-скоростные показатели машины.

Применение двухско-

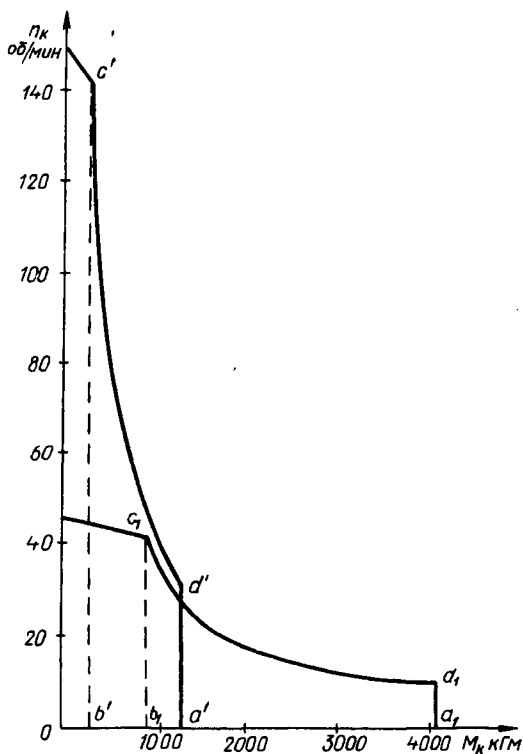


Рис. 16.19. Предельная механическая характеристика мотор-колеса.

ростного редуктора или гидравлической передачи (изменение передаточного числа) позволяет расширить пределы регулирования скоростей и силы тяги машины без увеличения расчетной мощности электрических машин. В первом случае изменение передачи получается ступенчатым, во втором — бесступенчатым.

На рис. 16.19 приведена *предельная механическая характеристика* двухскоростного мотор-колеса, состоящая из двух характеристик, которые соответствуют двум передаточным числам редуктора. Площади a_1, b_1, c_1, d_1 и a', b', c', d' , ограниченные кривыми, представляют собой рабочие зоны мотор-колеса. В пределах этих зон при неизменном крутящем моменте регулирование скорости в меньшую сторону от значений предельной характеристики производится посредством изменения напряжения (или частоты переменного тока). При двухскоростном редукторе переход с первой передачи на вторую во время движения осуществляется поочередным торможением звеньев передачи.

16.6. Электрическая передача при электровозной тяге

Электровоз приводится в движение посредством тяговых электродвигателей, получающих энергию от центральной электрической станции через линию передачи, тяговую подстанцию и контактные провода.

На крыше электровоза установлен токоприемник (пантограф), который во время работы находится в соприкосновении с контактным проводом, подвешенным над путями электрифицированной железной дороги. Тяговые двигатели посредством зубчатой передачи приводят в движение колесные пары электровоза.

По роду тока электрификация тяги делится на три основные системы: постоянного тока, переменного однофазного тока, промышленной частоты и переменного трехфазного тока. Наибольшее распространение получила система электрификаций на *постоянном токе*,

как имеющая наиболее простой и надежный электровоз, обладающий хорошими тяговыми свойствами.

При питании электровоза по этой системе (рис. 16.20) ток от токоприемника через пускорегулирующую аппаратуру поступает в обмотки якорей и полюсов тяговых двигателей и далее через колеса и рельсы возвращается к тяговой подстанции. Тяговые двигатели постоянного тока, как из-

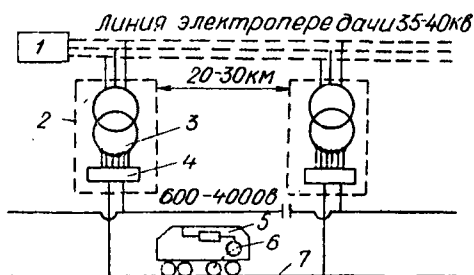


Рис. 16.20. Принципиальная схема электрической тяги на постоянном токе:

- 1 — электростанция; 2 — тяговая подстанция;
- 3 — тяговый трансформатор; 4 — преобразователь тока;
- 5 — пускорегулирующая аппаратура;
- 6 — тяговый электродвигатель постоянного тока;
- 7 — рельсы.

вестно, обладают наиболее хорошими электромеханическими характеристиками, дают возможность в широком диапазоне регулировать скорость вращения якоря и осуществлять торможение локомотива с рекуперацией энергии в сеть. К недостаткам такой системы можно отнести сложность и высокую стоимость устройств энергоснабжения: требуется большое количество выпрямительных тяговых подстанций; медный контактный провод и усиливающие фидеры имеют большое сечение — получается значительный расход

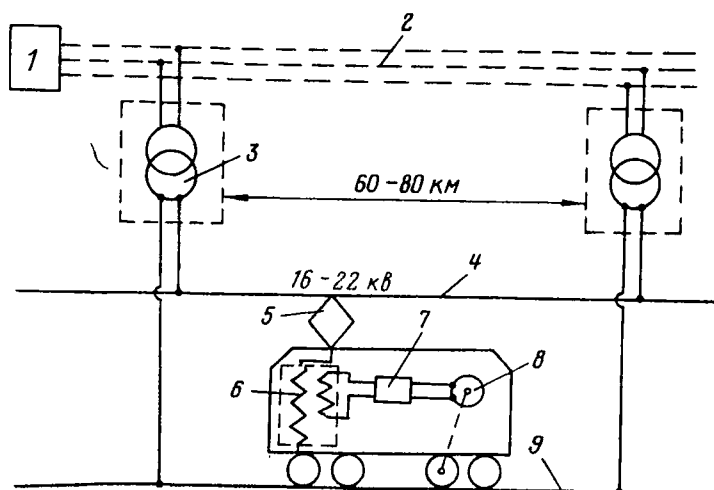


Рис.16.21. Принципиальная схема электрической тяги на переменном однофазном токе:

1 — электростанция; 2 — линия электропередачи 35—220 кВ; 3 — тяговая подстанция (трансформатор); 4 — контактная сеть 16—22 кВ; 5 — токоприемник; 6 — понижающий трансформатор локомотива; 7 — пускорегулирующая аппаратура и преобразователь тока; 8 — тяговый электродвигатель; 9 — рельсы.

цветных металлов; кроме контактной сети, питающей тяговые двигатели, вдоль линии железной дороги приходится строить линию электропередачи трехфазного тока для питания тяговых подстанций и потребителей тока.

Преобразование энергии при электрической тяге на постоянном токе происходит по довольно сложной схеме. В процессе преобразования имеют место значительные потери энергии. Экономический КПД электровоза $\eta_{\text{э}}=0,15$.

Схема электрической тяги на переменном однофазном токе представлена на рис. 16.21. Ток от токоприемника через первичную обмотку понижающего трансформатора электровоза, колеса и рельсы поступает к тяговой подстанции. От вторичной обмотки трансформатора ток через пускорегулирующую аппаратуру и преобразователь подводится к тяговым электродвигателям.

Электрификация по системе переменного однофазного тока нормальной промышленной частоты наиболее перспективна. Электро-снабжение по этой системе осуществляется непосредственно от энергосистем общего пользования, а контактная сеть рассчитана на срав-

нительно высокое напряжение. В связи с этим можно увеличить расстояние между тяговыми подстанциями, которые к тому же более просты, так как не требуется устанавливать каких-либо преобразователей, кроме обычных трансформаторов. Контактная сеть здесь по весу легче, чем при постоянном токе.

Однако электровозы получаются более сложными, и им присущи несимметрии нагрузки трехфазных систем. Электровозы в основном выполняются с устройствами, преобразующими однофазный

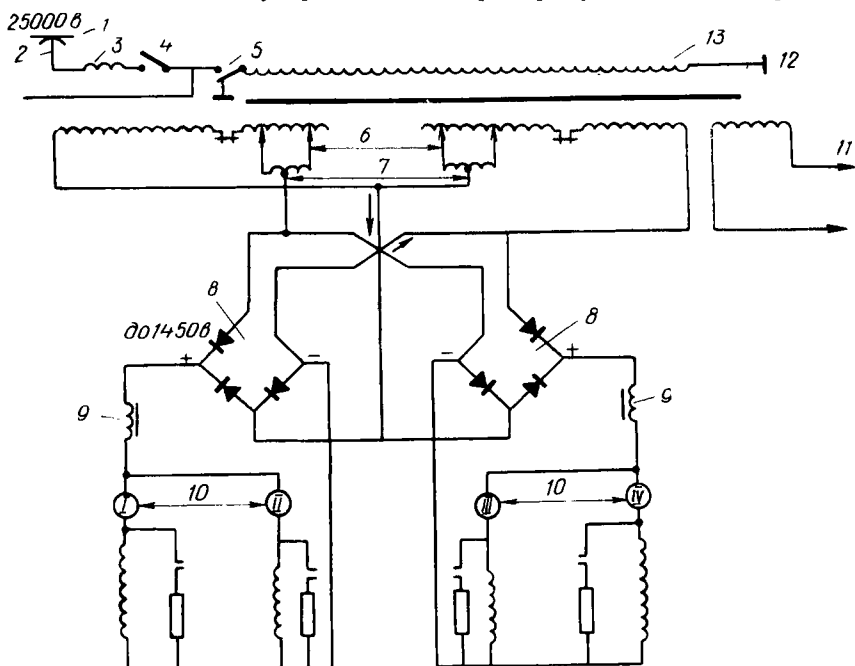


Рис. 16.22. Электрическая схема электровоза переменного тока:

1 — контактный провод; 2 — токосъемник (пантограф); 3 — помехозащитный дроссель; 4 — главный разъединитель; 5 — главный воздушный выключатель; 6 — групповой контроллер; 7 — переходные реакторы; 8 — выпрямительные устройства — полупроводниковые кремниевые вентили; 9 — сглаживающие реакторы; 10 — тяговые электродвигатели; 11 — питание вспомогательного оборудования; 12 — первичный ток к колесным парам, рельсам и другим полюсам тяговой подстанции; 13 — главный трансформатор.

переменный ток в постоянный и имеют тяговые двигатели постоянного тока.

Примером электровоза такого типа может служить мощный локомотив ВЛ80^к Новочеркасского завода (рис. 16.22). Переменный электрический ток промышленной частоты напряжением 25 тыс. в из контактной сети через токосъемник, главный разъединитель и главный воздушный выключатель поступает в первичную обмотку главного трансформатора. Здесь высокое напряжение понижается, переменный ток с помощью выпрямительного устройства преобразуется в постоянный, который и подается к тяговым двигателям. В качестве выпрямительных устройств использованы полупроводни-

ковые кремниевые вентили. Выпрямительные устройства включены по схеме разомкнутого моста, что дает возможность значительно уменьшить токовую нагрузку трансформатора и упростить электрооборудование электровоза.

Система трехфазного переменного тока (рис. 16.23) не получила должного распространения на электрической тяге в связи со сложностью двухпроводной контактной сети, особенно на стрелках и станционных путях, где требуется перекрещивание разноименных

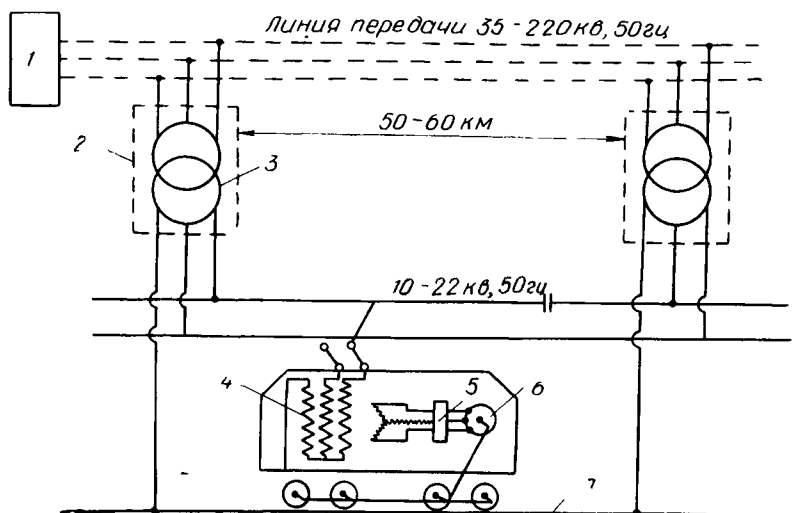


Рис. 16.23. Принципиальная схема электрической тяги на трехфазном переменном токе:

1 — электростанция; 2 — тяговые подстанции; 3 — трансформатор; 4 — понижающий трансформатор локомотива; 5 — пускорегулирующая аппаратура; 6 — тяговый электродвигатель; 7 — рельсы.

фаз. Эта система имеет большие преимущества. В качестве тяговых двигателей применяются наиболее простые по конструкции, но надежные в работе трехфазные асинхронные электродвигатели. Тяговые подстанции получаются более простыми, надежными и экономичными. В данном случае обычная повышающая трансформаторная подстанция выполняет функции тяговой. Электровоз трехфазного переменного тока более прост по устройству, надежен в эксплуатации и дешевле по стоимости, чем электровозы однофазного переменного или постоянного тока.

16.7. Тяговые электродвигатели

Тяговые электродвигатели являются основными машинами электровоза. На большинстве электровозов устанавливаются серийные электродвигатели постоянного тока как наиболее благоприятные для целей тяги. Электровозные двигатели как по устройству, так и по принципу действия подобны тепловозным. Основное отли-

чие их заключается в том, что они рассчитываются на значительно большие напряжения (1500 в против 750—850 в у тепловозных) и соответственно на меньшие токи.

Тяговый двигатель электровоза, как и всякий электродвигатель, состоит из индуктора, создающего магнитное поле, и якоря с обмоткой и коллектором. Конструкция его значительно отличается от стационарных машин в связи с особенностями его расположения и условиями работы на электровозе. Мощность двигателя ограни-

чивается предельно допустимой температурой его обмоток, тогда как у тепловозных двигателей мощность ограничивается по дизелю. В целях повышения мощности двигателя применяется искусственное охлаждение в виде самовентиляции, независимой и смешанной вентиляции. Сравнительно небольшие тяговые двигатели (до 250 квт) имеют самовентиляцию. На валу двигателя закреплен вентилятор, который при вращении якоря засасывает наружный воздух и гонит его через межкатушечное пространство и особые продольные каналы в середине якоря. В мощных тяговых двигателях электровозов применяется независимая вентиляция, при

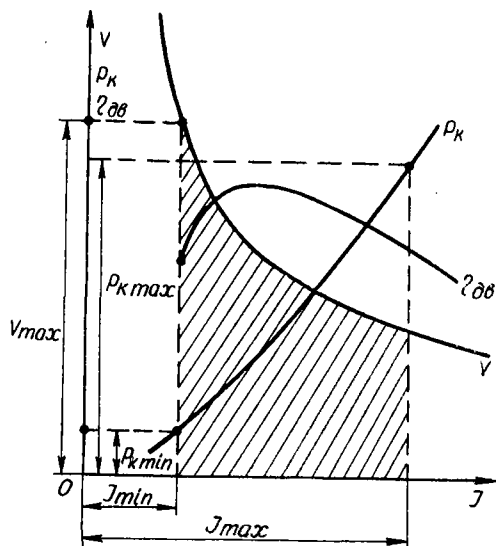


Рис. 16.24. Электротяговая характеристика двигателя.

которой воздух прогоняется через двигатель специальным вентилятором, работающим независимо от охлаждаемого двигателя.

Характеристиками тяговых двигателей называются взаимозависимости основных величин, определяющих их свойства на различных режимах работы. Характеристики на валу двигателя называются электромеханическими. Свойства тягового двигателя достаточно полно определяются зависимостью числа оборотов вала якоря $n_{т.дв}$, вращающего момента $M_{т.дв}$ и КПД на валу двигателя η от тока нагрузки I при постоянном значении напряжения на коллекторе двигателя (рис. 16.24):

$$n_{т.дв} = f(I); \quad M_{т.дв} = f(I); \quad \eta = f(I).$$

Допустимая продолжительная нагрузка двигателей определяется по условиям нагревания их обмоток. Предельно допустимые температуры обмоток зависят от теплостойкости изоляции. Для двигателей с изоляцией класса В температура нагрева обмоток допускается до 145° , а при теплостойкой кремнеорганической изоляции — до 200° .

Регулирование скорости электровоза состоит в регулировании числа оборотов якоря двигателя. Известно, что число оборотов якоря электрической машины постоянного тока прямо пропорционально подведенному к ней напряжению и обратно пропорционально ее магнитному потоку.

Напряжение на зажимах двигателя при постоянном напряжении в контактной сети может быть изменено путем различного соединения двигателей между собой или же включением в цепь

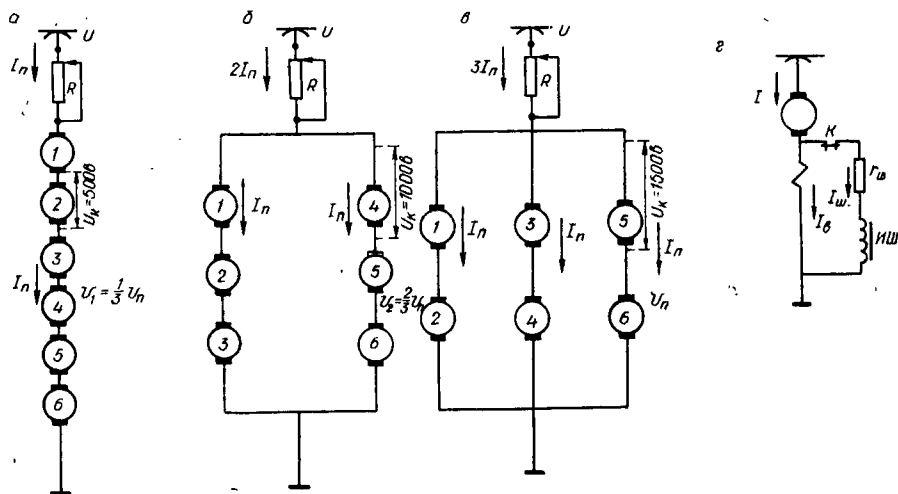


Рис. 16.25. Схемы соединения тяговых электродвигателей шестисосного электро-воза:

a — последовательное; *б* — последовательно-параллельное; *в* — параллельное; *г* — ослабление поля; I_n — ток, подводимый в последовательную цепь двигателей; U_k — напряжение, подведенное к двигателю; V_1, V_2, V_3 — скорости электровоза при различных схемах соединения двигателей; U — напряжение в контактной сети; I_w — ток в обмотке возбуждения; I_n — ток, ответившийся в сопротивление r_w ; K — контактор.

регулируемого омического сопротивления. Последнее неэкономично, так как ведет к значительным потерям электроэнергии и поэтому применяется только при пуске электровоза.

Способы различного соединения двигателей дают возможность менять скорость движения электровоза без дополнительных потерь электроэнергии (рис. 16.25).

При последовательном соединении тяговых электродвигателей величина напряжения на зажимах каждого двигателя

$$U_{т.дв} = \frac{U_{к.с}}{m_1} \text{ в,}$$

где $U_{к.с}$ — напряжение в контактной сети, в; m_1 — число последовательно включенных двигателей.

Например, при шести тяговых двигателях, рассчитанных на рабочее напряжение на коллекторе $U_k = 1500 \text{ в}$, и при напряжении в контактной сети $U_{к.с} = 3000 \text{ в}$ напряжение на зажимах каждого двигателя при последовательном соединении $U_{т.дв} = 500 \text{ в}$.

При последовательно-параллельном соединении (две параллельные цепи по три последовательно соединенных двигателя) величина напряжения на зажимах каждого двигателя удвоится:

$$U_{т.дв} = \frac{U_{к.с}}{m_1} = 1000 \text{ в.}$$

При параллельном соединении (три параллельные цепи по два последовательно соединенных двигателя) величина напряжения на зажимах каждого двигателя утроится:

$$U_{т.дв} = \frac{U_{к.с}}{m_1} = 1500 \text{ в.}$$

Полное параллельное соединение всех шести двигателей ($U_{к.с} = 3000 \text{ в}$) недопустимо, так как современные тяговые двигатели допускают напряжение на зажимах не более 1500 в.

Переход с одного способа соединения двигателей на другой производится путем короткого замыкания (шунтировки). Такой способ дает возможность во время перехода на другое соединение сохранять тяговое усилие части двигателей.

Другой способ регулирования скорости вращения якоря изменением величины магнитного потока Φ полюсов осуществляется путем выключения части витков обмоток возбуждения или присоединением параллельно этим обмоткам шунтирующего сопротивления. В отличие от ступеней, полученных посредством пусковых сопротивлений, упомянутые ступени ослабления поля называются экономическими, или ходовыми. Это достигается замыканием контактора, который включает параллельно обмотке возбуждения шунтирующее сопротивление $r_{ш}$. В результате ток в цепи обмотки снизится с I до I_b . Допустимый коэффициент ослабления поля

$$\beta = \frac{I_b}{I} = 0,36 \div 0,21.$$

Переход с полного поля на ослабленное сопровождается уменьшением величины магнитного потока полюсов, а следовательно, и противо-ЭДС якоря. Благодаря этому увеличиваются ток и мощность тягового двигателя.

Пуск двигателя в ход сопровождается следующими явлениями. Если к зажимам тягового двигателя приложить напряжение, то в цепи установится ток

$$I = \frac{U_k - v_3 C_1 \Phi}{R_{т.дв}} = \frac{U_k - E}{R_{т.дв}} \text{ а.}$$

При малых скоростях электровоза v_3 противо-ЭДС E невелика и ток достигает большой величины, особенно при трогании поезда с места ($v_3 = 0$ и $\Phi = 0$). В этом случае $I = \frac{U_k}{R_{т.дв}}$ и ток ограничивается лишь небольшим внутренним сопротивлением тягового двигателя $R_{т.дв}$, поэтому ток и вращающий момент (сила тяги) могут получить недопустимо большую величину и вызвать повреждение двигателя и зубчатой передачи.

Для ограничения тока при пуске тяговых двигателей и завися-

щей от него силы тяги в их цепь вводится дополнительное (внешнее) омическое сопротивление (реостаты). Тогда при трогании с места пусковой ток

$$I_{\text{пуск}} = \frac{U_{\text{к}}}{R_{\text{т.дв}} + R_{\text{доб}}} a.$$

Например, при включении в сеть $U_{\text{к.с}} = 3000$ в соединенных последовательно $m = 6$ тяговых двигателей с внутренним сопротивлением каждого двигателя $0,2$ ом пусковой ток

$$I_{\text{пуск}} = \frac{U_{\text{к.с}}}{R_{\text{т.дв}}m + R_{\text{доб}}} = 94 a.$$

Сила тяги электровоза при этом составит: $P_{\text{к}} = 5800$ кГ. Если такой силы тяги для трогания электровоза окажется недостаточно, величину $R_{\text{доб}}$ уменьшают путем замыкания накоротко отдельных секций реостатов. При $R_{\text{доб}} = 19,5$ ом $I_{\text{пуск}} = 140$ а, $P_{\text{к}} = 9000$ кГ и т. д.

Как только электровоз сдвинется с места и якоря двигателей придут во вращение, появится противо-ЭДС E , увеличивающаяся с возрастанием их скорости вращения:

$$I = \frac{U_{\text{к.с}} - E}{R_{\text{т.дв}} + R_{\text{доб}}}.$$

При неизменном сопротивлении реостатов $R_{\text{доб}}$ на постоянном напряжении контактной сети $U_{\text{к.с}}$ с увеличением скорости движения v , т. е. с увеличением противо-ЭДС, сила тока, а следовательно, и сила тяги падают. Чтобы при разгоне электровоза сохранить постоянную величину силы тяги, необходимо поддерживать постоянную величину силы тока. Это достигается за счет уменьшения сопротивления $R_{\text{доб}}$ замыканием накоротко секций реостатов и их переключением. Получается ступенчатое регулирование пускового тока и тягового усилия при разгоне. Колебания пускового тока (толчки), находящиеся в пределах от I_{min} до I_{max} , должны быть как можно меньше, чтобы более плавно происходил пуск электровоза. Толчки тока ограничиваются допустимым соотношением I_{max} и I_{min} , которое выражает коэффициент неравномерности

$$K_{\text{н}} = \frac{I_{\text{max}} - I_{\text{min}}}{I_{\text{max}} + I_{\text{min}}} = 0,07 \div 0,12.$$

Каждой ступени пусковых сопротивлений соответствует своя скоростная характеристика локомотива.

Изменение направления движения (реверсирование) электровоза осуществляется за счет изменения направления вращения тяговых двигателей путем переключения концов обмоток полюсов, т. е. изменением направления тока в этих обмотках.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ

ГЛАВА 17. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

17.1. Ходовая часть колесных машин

Ходовая (экипажная) часть является подвижным фундаментом транспортной машины. К ходовой части относятся рама (несущий кузов), подвеска и колесный или гусеничный движитель. Ходовая часть работает в самых неблагоприятных условиях. Она воспринимает на себя нагрузку от веса всех агрегатов и механизмов, и, кроме того, на нее в процессе движения действуют переменные внешние силы.

Ведущие колеса, к которым подводится крутящий момент от силовой передачи, осуществляют сцепление с дорогой и передают на нее сцепной вес машины. В результате взаимодействия движущих колес с дорогой образуется внешняя реактивная сила сцепления, необходимая для создания силы тяги машины. Следовательно, элементы ходовой части передают массу машины через колеса на грунт, а тяговые усилия действуют в обратном направлении к раме (кузову) машины. Благодаря контакту колес с дорогой ходовая часть преобразовывает вращение колес в поступательное движение машины.

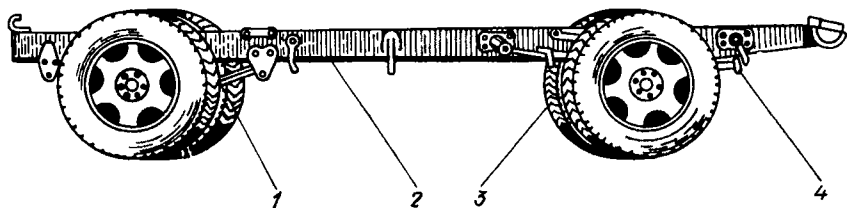


Рис. 17.1. Ходовая часть автомобиля:

1 — передний мост; 2 — рама; 3 — задний мост; 4 — подвеска.

Ходовая часть колесных машин представляет собой тележку, состоящую из рамы, переднего и заднего мостов с колесами и подвески (рис. 17.1).

Рама является основанием, на котором крепятся все агрегаты и механизмы машины. Рама грузовых автомобилей обычно состоит из двух продольных балок — лонжеронов, соединенных поперечными брусками — траверсами. Лонжероны коробчатого сечения переменного профиля штампуются из листовой стали. Поперечины также штампуются из стали, однако форма их подбирается наиболее

удобной для крепления соответствующих агрегатов автомобиля. Передняя поперечина служит для крепления двигателя, задняя — буксирного прибора. В передней части рамы установлен буфер и крюки для прицепки буксирного прибора.

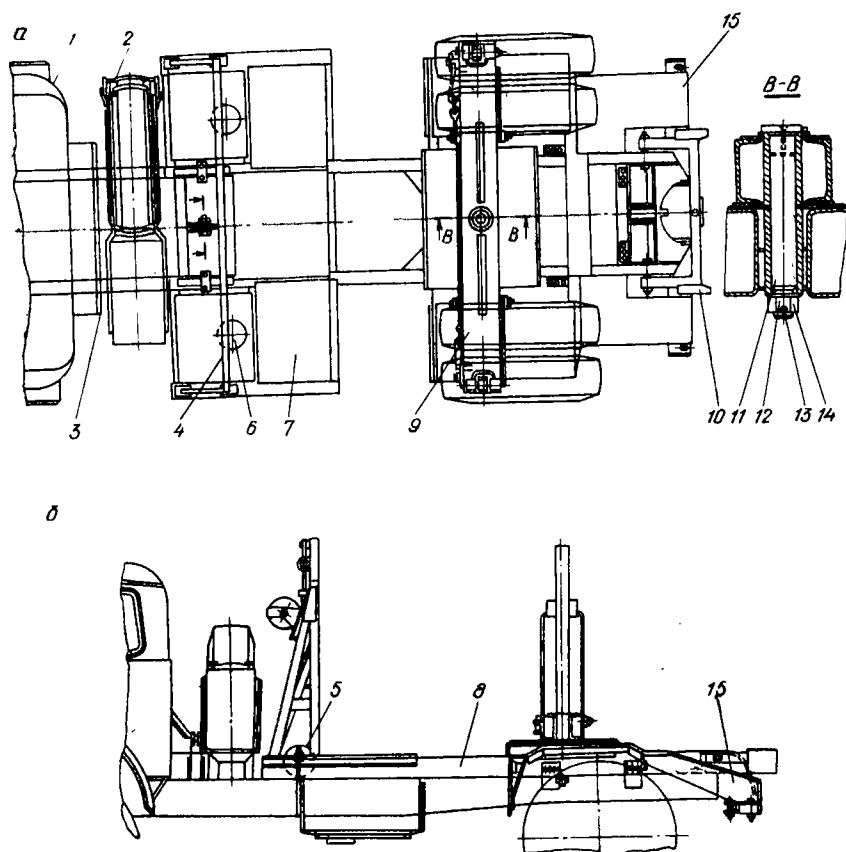


Рис. 17.2. Рама лесовозного оборудования:

a — вид в плане; *б* — вид сбоку; 1 — кабина; 2 — запасное колесо; 3 — рама автомобиля; 4 — ограждение кабины; 5 — блок лебедки; 6 — окно для заправки топливного бака; 7 — настил на раме лесовозного оборудования; 8 — рама лесовозного оборудования; 9 — коник; 10 — буксирная рама; 11 — шкворень коника; 12, 13, 14 — шайба, шплинт, гайка; 15 — накатная площадка.

К раме лесовозного автомобиля (рис. 17.2) прикреплена рама лесовозного оборудования, состоящая из продольных лонжеронов и поперечин. На передней части рамы расположено ограждение кабины и съемный настил, который предохраняет топливные баки и аккумуляторы и служит рабочей площадкой во время погрузки-разгрузки машины. В средней части рамы имеется опорная плита с гнездом для шкворня. В задней части рамы расположена специальная поперечина для крепления дышла во время погрузки роспуска

на шасси автомобиля и тяговая балка, к которой крепятся тросы крестообразной сцепки. За опорной плитой на поперечной балке укреплены накатные плоскости, служащие опорой для колес прицепа-ропуски во время погрузки и транспортирования. Буксирная рамка, соединенная с рамой оборудования пальцами, удерживает роспуск от боковых смещений.

Коник-седельное поворотное устройство состоит из основания, двух стоек, шарнирно соединенных с основанием, и натяжных канатов с замками. На верхней усиливающей пластине основания приварены два уголка с острыми кромками, которые предотвращают продольное перемещение перевозимой древесины. Коник соединяется

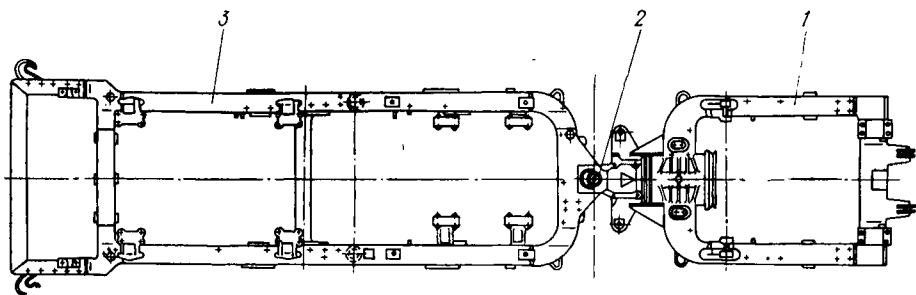


Рис. 17.3. Шарнирно-сочлененная (ломающаяся) рама колесного тягача:
1 — передняя полурама; 2 — шарнирное устройство (вертикальный и горизонтальный шарниры); 3 — задняя полурама.

с рамой оборудования посредством шкворня, имеющего канал для смазки.

Рама колесных трелевочных тягачей (К-703, Т-157) состоит из передней и задней полурам, соединенных шарнирным устройством (рис. 17.3). Полурамы могут поворачиваться относительно друг друга в горизонтальной плоскости на угол 35° и в вертикальной — на угол 16° .

На передней полураме установлен двигатель, коробка передач, подвешен на двух полуэллиптических рессорах передний мост, размещены кабина, топливный бак и бульдозер. На полураме заднего корпуса размещены задний мост, соединенный с рамой жестко, и технологическое оборудование: лебедка, грузовая арка с направляющими блоками и роликами и крылья колес. Легковые автомобили большой вместимости также имеют рамы, однако многие типы легковых машин имеют безрамную конструкцию с несущим кузовом. В этом случае весь кузов представляет собой жесткую сварную конструкцию, в передней части которой имеется подрамник для крепления двигателя и других частей. Масса несущего кузова составляет около 50% от общей массы автомобиля.

Передний и задний мосты воспринимают усилия, действующие между рамой и дорогой. Передний мост обычно обеспечивает поворот машины и является опорой ее передней части. Грузовые авто-

мобили нормальной проходимости имеют цельную переднюю ось и зависимую подвеску. Разрезная передняя ось и независимая подвеска применяются на легковых автомобилях.

Передняя ось представляет собой стальную кованую балку двутаврового сечения, на концах которой при помощи шкворней закреплены поворотные цапфы. На каждой цапфе на конических роликотоподшипниках установлена ступица колеса. Регулирование осевого зазора между поворотной цапфой и проушиной балки производится с помощью установленных здесь прокладок.

Для использования полного веса машины в качестве сцепного и тем самым для повышения проходимости на многих машинах устанавливается передний ведущий мост. Он, обеспечивая поворот машины, передает тяговое усилие на передние колеса, которые в данном случае являются не только управляемыми, но и ведущими. Ведущий мост представляет собой пустотелую фасонную балку, в которой размещается главная передача, дифференциал и привод колес. Окружная сила на ведущих колесах вызывает со стороны дороги реактивную толкающую силу, которая передается на ведущий мост и далее через рессоры на раму, заставляя машину двигаться. При передаче крутящего момента колесам возникает реактивный момент, стремящийся повернуть ведущий мост в сторону, обратную вращению колес. На раму через мосты передается также и тормозная сила, возникающая в процессе торможения машины. Задний мост воспринимает силу веса и боковые реакции, появляющиеся на повороте. Мосты должны быть прочными и вместе с тем иметь возможно меньшую массу, чтобы уменьшить массу неподдрессоренных частей.

Балки ведущих мостов отливаются из ковкого модифицированного чугуна или же изготавливаются штампованно-сварными из стали. На концах полуосевых рукавов балки устанавливаются ступицы колес, соединенные с полуосями. Тут имеются фланцы для крепления опорных тормозных дисков.

Расчет рам и мостов производится по действующим на них силам от веса отдельных групп механизмов, а также от усилий, возникающих в результате работы двигателя. При езде возникают добавочные напряжения вследствие толчков и ударов. Поскольку учет последних невозможен, то нагрузку от веса установленных на раму деталей принимают на 50% большей и, кроме того, допускают незначительное напряжение деталей. Вес отдельных механизмов, входящих в состав остова колесной машины или установленных на раму, а также вес самого остова или рамы считают сосредоточенным в центре тяжести. Допущение сосредоточенности веса увеличивает нагрузку рамы по сравнению с действительной, вследствие чего можно и не увеличивать нагрузку от веса на динамичность.

На неподвижную транспортную систему действуют статические нагрузки, из них на раму действует только вес поддрессоренных частей. При движении на раму передаются дополнительные динамические нагрузки, которые являются следствием колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс, возникающих при езде по не-

ровностям. Дополнительные нагрузки возникают также при торможении, разгоне, на поворотах дорог и т. д.

Основным видом нагрузок, действующих на раму машины при ее движении, следует считать *вертикальные*, возникающие при движении по неровным дорогам. Из *горизонтальных нагрузок* значительными могут быть динамические усилия, возникающие при резком трогании с места, торможении и при повороте.

При эксплуатации колесных и гусеничных машин специального назначения могут возникать особые виды динамических нагрузок, связанные с их особенностями. Например, усилия на рамах лесовозных автопоездов при погрузке и разгрузке древесины; динамические ударные нагрузки, возникающие при падении деревьев на приемные устройства валочно-трелевочных машин; сосредоточенные усилия, воспринимаемые рамой автомобиля-самосвала при разгрузке, и ударные при погрузке на самосвалы экскаватором.

Раму транспортной машины можно считать симметричной, поэтому статические нагрузки с некоторыми приближениями принимают при расчетах симметрично-действующими, вызывающими ее изгиб. Кососимметричные нагрузки, относящиеся в основном к классу динамических, вызывают кручение рамы. При движении транспортных систем с невысокими скоростями по плохим дорогам (характерно для лесных машин) их рамы воспринимают в основном кососимметричные нагрузки. Особую величину этот вид нагрузки приобретает при переезде колесной или гусеничной машины через высокую одиночную неровность (например, пень или глубокую канаву).

При движении лесовозных автопоездов со значительными скоростями по дорогам с ровным покрытием кососимметричные нагрузки незначительны.

Схема сил, действующих на автомобиль, представлена на рис. 17.4. Если автомобиль стоит неподвижно на горизонтальной площадке, нагрузка на колеса передней G_1 и задней G_2

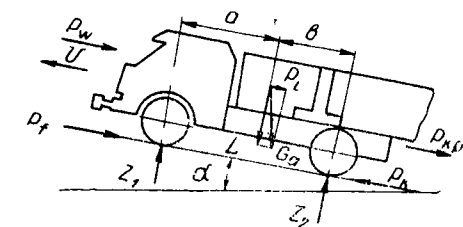


Рис. 17.4. Схема сил, действующих на автомобиль.

осей, а следовательно, и соответствующие нормальные реакции Z_1 и Z_2 определяются из выражений:

$$Z_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad Z_2 = G_a \frac{a}{L}.$$

Отношение $\frac{a}{L}$ колеблется в пределах: для грузовых автомобилей без нагрузки 0,55—0,70; для них же с грузом — 0,70—0,85; для легковых автомобилей — 0,50—0,60.

При движении машины величина реакций значительно изменяется. Для определения радиальных реакций движущегося автомобиля применяется коэффициент продольного перераспределения нагрузки m : для передних колес

$$m_1 = \frac{2Z_1}{G_1} = 0,5 \div 0,15;$$

для задних колес

$$m_2 = \frac{2Z_2}{G_2} = 1,5 \div 0,5.$$

В динамическом состоянии нормальные реакции изменяются в зависимости от угла подъема дороги α , сопротивлений движению и тягового усилия. При движении на подъем $Z_1 + Z_2 = G_a \cos \alpha$. Предельные значения нормальных реакций получим при максимальном значении тягового усилия, передаваемого ведущими колесами:

$$P_{0\max} = G_{\text{сц}} \varphi \kappa \Gamma,$$

где $G_{\text{сц}}$ — вес машины, приходящийся на ведущие колеса; φ — коэффициент сцепления.

Колесо состоит из ступицы, диска и обода. Диск крепится в ступице болтами или шпильками, а к ободу приваривается или укрепляется заклепками. В крепежных отверстиях диска имеются сферические пояски для центровки колеса на ступице. Крепление и центровка заднего внутреннего колеса осуществляется внутренней гайкой (футеркой), а заднего внешнего — наружной гайкой, навертываемой на внутреннюю. Крепежные шпильки правого и левого колес соответственно имеют правую и левую резьбу. Обода колес бывают глубокие и плоские. На грузовых автомобилях применяются плоские обода, на которых шины закрепляются при помощи разрезных пружинящих колец. Имеются конструкции бездисковых ободов (МАЗ, КраЗ), разъемных в поперечной плоскости. Обод состоит из трех секторов, замкнутых в единое кольцо посредством специальных вырезов на торцах. Монтаж такого колеса производится в порядке, обратном порядку монтажа дискового колеса. Секторы вкладываются в шину и специальной монтажной лопаткой замыкаются в жесткий обод. Здесь применяются более простые шпильки и стандартные гайки, имеющие правую резьбу для передних и задних колес.

Пневматическая шина является дополнительным амортизатором, смягчающим динамические нагрузки при движении по неровным дорогам. К эластичности резины добавляется пружинящее действие воздуха, накачанного в камеру. До 90% нагрузки воспринимается воздухом, и только 10% — собственно шиной. Жесткость шины зависит от внутреннего давления воздуха. По величине этого давления шины делятся на две группы: высокого давления (от 5 до 7 ат) и низкого давления (баллоны) (от 1,7 до 5 ат). Шины низкого давления вследствие меньшей жесткости обеспечивают более плавный ход машины и меньше разрушают полотно дороги. Если жесткость подвески автомобиля (G_p/f) колеблется от 20 до 60, то жесткость шины (G_k/h) доходит до 200—450 кг/мм.

Шина изготавливается из резины и специальной ткани «корд». Исходным материалом для получения резины служат каучук и сера. Смесь каучука с серой (4—10%) и другими примесями (сажа, цинковые белила, сернистая сурьма и др.) называется сырой резиной. Процесс превращения сырой резины в резину (вулканизация)

производится при температуре 140°. В процессе вулканизации большая часть серы соединяется с каучуком. Оставшееся количество свободной серы с течением времени под влиянием света и тепла способно соединяться с каучуком, и резина становится тверже. Поэтому резину следует хранить в темном и прохладном месте.

Ткань «корд» состоит из густой и ровной основы крепкой крутки и очень редкого и слабого утка или совсем без него. Ткань пропитывается резиновым клеем и обладает большой прочностью и эластичностью.

Камерная шина состоит из покрышки, камеры с вентилем и ободной ленты, предохраняющей камеру от защемления и повреждения неровностями обода. Основной силовой частью, воспринимающей нагрузку от внутреннего давления воздуха, а также внешние радиальные, тяговые тормозные и боковые силы, является *каркас*, который состоит из нескольких слоев кордной ткани. Обрезиненный корд привулканизирован к борту покрышки. Каркас шины предохраняется от механических повреждений протектором, который представляет собой массивный слой резины с углублениями и выступами, обеспечивающими сцепление шины с дорогой. Над кордовыми слоями каркаса помещается подушечный слой резины (брекер), предохраняющий каркас от ударов, воспринимаемых протектором. Брекер имеет резиновые прослойки и состоит из нескольких слоев редкого корда, не закрепленного на бортовых кольцах. Бортовые кольца изготавливаются из обрезиненной сплетенной проволоки.

Бескамерные шины, не имеющие камеры и ободной ленты, обеспечивают повышенную безопасность езды, более просты в обслуживании и ремонте. Бескамерная шина состоит из протектора, воздухо непроницаемого каркаса, покрытого внутри герметизированным слоем резины, и бортов с резиновым слоем, обеспечивающим плотность прилегания их к ободу. Такая шина устанавливается на специальном ободе. Необходимая герметичность достигается резким повышением давления. Поэтому накачивать шину можно только компрессором или от баллона со сжатым воздухом.

Шины постоянного давления (1,4—7,0 кг/см²) имеют применение в обычных условиях эксплуатации. Для работы на деформирующихся грунтах серийно изготавливаются шины с регулируемым давлением (0,5—3,5 кг/см²), которые резко повышают проходимость транспортных машин. Эти шины имеют меньшую допустимую нагрузку, чем обычные соответствующего размера, и меньшую толщину каркаса. Ширина профиля этой шины на 25—40% больше, чем ширина обычной шины, рассчитанной на ту же нагрузку.

Для работы на мягких грунтах созданы арочные и широкопрофильные шины и пневмокати. Характерной особенностью шин для работы на мягких грунтах является увеличенная ширина профиля и значительно меньшее удельное давление на грунт. В зависимости от соотношения высоты и ширины профиля H/B различают шины: обычные — $H/B = 0,9 \div 1,1$; широкопрофильные — $H/B = 0,4 \div 0,9$; арочные — $H/B = 0,3 \div 0,4$; пневмокати — $H/B = 0,2 \div 0,35$. *Ароч-*

ные шины — бескамерные, широкого профиля, переменного давления ($0,5—2,5 \text{ кг/см}^2$), в сочетании с грунтозацепами обеспечивают повышенную проходимость машины по бездорожью, заснеженным дорогам и т. п. Пневмокатики с переменным давлением ($0,2—1,5 \text{ кг/см}^2$) имеют большую площадь опоры и предназначены для движения по грунтам с низкой несущей способностью без жестких препятствий. Широкопрофильные шины с одной и двумя беговыми дорожками предназначены для замены сдвоенных шин задних колес. Эти шины обеспечивают высокую проходимость машины, не вызывают интенсивного разрушения опорной поверхности и сохраняют хорошие эксплуатационные качества. Весовая экономичность (отношение нормальной нагрузки на шину к собственному весу) профильной шины на $20—25\%$ выше, чем у обычных двухскатных шин, и на $10—15\%$ выше, чем у арочных.

Выпускаются специальные шины типа *P* с радиальным направлением нитей корда в каркасе и направлением нитей брекера, близком к окружному. Шины типа *P* имеют большую радиальную податливость и обладают повышенной износоустойчивостью. На базе шин типа *P* созданы шины *РС* со съёмными протекторными кольцами. Монтаж и демонтаж этих шин производится при спущенном давлении, а плотная посадка колец обеспечивается при накачке шин.

Шины подбираются исходя из расчета нагрузки на колеса $G_k (Z_k)$. Размеры шин обозначаются шириной профиля *B* и внутренним диаметром шины *d* в дюймах или миллиметрах. В табл. 17.1 приведены некоторые данные по автомобильным шинам и в табл. 17.2 — соответствия давления в шинах размеру шин.

Низкие средние удельные давления на грунт, позволяющие эксплуатировать колесные машины на грунтовых поверхностях, получаются в результате увеличения геометрических размеров шин и снижения в них внутреннего давления воздуха.

Зависимость вертикального прогиба шин *h* и общей площади контакта шины с дорогой *S* от нагрузки на колеса G_k при посто-

Табл. 17.1. Данные максимальной и минимальной нагрузок на шины и соответствующие им давления

Размеры шин	Максимальная нагрузка на шину и соответствующее ей давление в шине		Минимальная нагрузка на шину и соответствующее ей давление в шине	
	нагрузка $Z_{k\max}$, кг	давление, кг/см^2	нагрузка, $Z_{k\min}$, кг	давление, кг/см^2
12,00—20	2400	5,50	2100	4,25
11,00—20	2050	5,00	1700	3,50
10,00—20	1800	5,00	1500	3,50
10,00—18	1700	5,00	1400	3,500
260—20 и 9,0—20	1550	4,50	1250	3,25
3,4 × 7 и 210—20	1200	5,75	1000	4,00

Табл. 17.2. Данные соответствия давления в шинах размеру шин

Автомобиль (тягач)	Размеры шины	Давление воздуха в шинах, кг/см ²	
		передних колес	задних колес
ЗИЛ-130	260—508	3,5	5,3
ЗИЛ-131	12,00—20	3,0—0,5	3,0—0,5
«Урал-375»	14,00—20	3,2—0,7	3,2—0,7
МАЗ-500, МАЗ-509	320—508	4,3	5,5
КрАЗ-255	320—508	5,0	5,5
ГАЗ-53А	240—508	3,0	4,5
Тягач Т-157	23,1/18—26	1,5—2,0	1,55—2,0
Тягач К-703	26,5—25	3—3,5	3—3,5
»	700—665	1,4—2,0	1,4—2,0

янным внутреннем давлении $p_{ш}$ является нелинейной величиной. Прогиб и площадь контакта растут медленнее, чем нагрузка, в связи с чем увеличивается жесткость шины G_k/h и среднее удельное давление в контакте $p_k = \frac{G_k}{S}$. Отношение общей площади контакта шины к вертикальной деформации есть постоянная величина для каждой шины и не зависит от нагрузки и внутреннего давления воздуха $p_{ш}$ (в условиях эксплуатации).

Площадь контакта шины с твердой опорной поверхностью определяется из выражения $S = Kh$. Коэффициент K , характеризующий конструкцию и размеры шин, определяется по формуле

$$K = \frac{S}{h} = \pi \sqrt{D_{ш} B_6} \text{ см}^2/\text{см},$$

где $D_{ш}$ — наружный диаметр шины, см; B_6 — ширина беговой дорожки шины, см; S — площадь отпечатка шины, см²; h — прогиб шины, см.

В табл. 17.3 приведены некоторые данные по некоторым шинам повышенной и высокой проходимости.

Среднее удельное давление в контакте шины определяется из выражения

$$p_k = \frac{G_k}{S} = \frac{1}{\pi \sqrt{D_{ш} B_6}} \frac{G_k}{h} \text{ кг/см}^2.$$

Степень воздействия колеса на опорную поверхность, которая характеризует распределяющую способность шины, оценивается обобщенным показателем:

$$p_k D_э = \frac{2}{\pi} \frac{G_k}{\sqrt{D_{ш} B_6} \sqrt{h}} = 1,13 \frac{G_k}{\sqrt{S}} \text{ кг/см},$$

где $D_э$ — эквивалентный диаметр площади контакта, см.

Для тяжелых условий работы машин следует уменьшать параметр $p_k D_э$. Это достигается применением шин большого размера

Табл. 17.3. Технические данные шин повышенной и высокой проходимости

Тип шин	Размеры и модель шин	Допускаемая относительная деформация h/H , %	Нагрузка на колесо G_k , кг	Давление в шине $P_{ш}$, кг/см ²	Наружный диаметр $D_{ш}$, мм	Ширина бортовых дорожек B_6 по ходу B_6 , мм	Коэффициент K , см ² /см
Обычная с комбинированным рисунком протектора	8,25—20 ИК-6	9—11	1000—1350	3,5—5,5	974	175	13,0
Обычная повышенной проходимости	12,00—20 И-78	9—11	1800—2400	3,5—5,5	1133	250	16,7
С регулируемым внутренним давлением	12,00—18 И-111	11—13	1200—1800	2,0—3,5	1090	254	16,4
Высокой проходимости	15,0/20	11/12	2500—4600	2,5—5,5	1297	330	20,6
Широкопрофильная	1000×400—508, В-123	13—15	1300—3000	1,5—4,5	1054	360	19,3
Арочная	1000—600 ОИ-28	20—22	1500—2800	1,0—2,5	1082	530	23,8
Арочная	1300—750 Я-186	20—22	2500—5000	1,0—2,5	1298	675	29,4
Широкопрофильная	1300×530—533 ВИ-3	13—15	2500—4500	1,5—4,5	1282	440	23,7

с меньшей жесткостью и меньшим внутренним давлением (при неизменной нагрузке на колесо).

Тягач К-703А с широкопрофильными шинами 700—665 при внутреннем давлении воздуха в шинах $p_{\text{ш}}=1,7 \text{ кг/см}^2$ имеет воздействие на опорный массив $p_{\text{к}}=1,94 \text{ кг/см}^2$ с параметром $p_{\text{к}}D_{\text{э}}=112 \text{ кг/см}$. Этот же тягач с 26-слойными шинами 26,5—25 при внутреннем давлении воздуха $p_{\text{ш}}=3,5 \text{ кг/см}^2$ имеет воздействие на опорный массив $p_{\text{к}}=3,5 \text{ кг/см}^2$ с параметром $p_{\text{к}}D_{\text{э}}=195 \text{ кг/см}$.

Тягач Т-157 с широкопрофильными 12-слойными шинами 700—665 при внутреннем давлении воздуха $p_{\text{ш}}=1,0 \text{ кг/см}^2$ имеет воздействие на опорный массив $p_{\text{к}}=1,5 \text{ кг/см}^2$ с параметром $p_{\text{к}}D_{\text{э}}=89 \text{ кг/см}$. Этот же тягач с 12-слойными шинами 23,1/18—26 при внутреннем давлении воздуха в шинах $p_{\text{ш}}=1,7 \text{ кг/см}^2$ имеет воздействие на опорный массив $p_{\text{к}}=1,9 \text{ кг/см}^2$ с параметром $p_{\text{к}}D_{\text{э}}=100 \text{ кг/см}$.

Интенсивность воздействия на опорный массив с увеличением нагрузки возрастает быстрее, чем средние удельные давления, т. е. тягачи низших тяговых классов имеют меньшее воздействие на опорный массив.

Уход за ходовой частью колесных машин заключается в проверке и своевременной подтяжке креплений, периодической смазке подшипников, рессор, доливке жидкости в амортизаторы, проверке и регулировке подшипников ступиц колес и др. Правильная эксплуатация пневматических шин значительно увеличивает срок их службы. Необходимо поддерживать требуемое давление в шинах. При недостаточном давлении шина сильно деформируется, вызывая разрушение каркаса. Повышенное давление приводит к растяжению слоев каркаса и снижению эластичности шины. Для устранения неравномерного износа в процессе эксплуатации производится перестановка шин по специальной схеме. Равномерное распределение груза на машине и правильное управление машиной также устраняют возможность перегрузки шин.

17.2. Ходовая часть гусеничных машин

Ходовая часть гусеничной машины состоит из гусеничного движителя, опорных и поддерживающих катков, направляющих колес с натяжным амортизирующим устройством и подвески. Гусеничный движитель, включающий в себя ведущие колеса и гусеничные цепи, преобразует крутящий момент в касательную силу тяги (рис. 17.5).

Гусеничная цепь охватывает ведущее и направляющее колеса, опорные и поддерживающие катки. У гусеничной машины опорные катки катятся не по грунту, а по замкнутой шарнирной лентогусеничной цепи. Перед опорными катками непрерывно выстилается рельсовый путь. Опорная поверхность гусеничной цепи значительно больше, чем у колесных машин, благодаря чему получается меньшее удельное давление на грунт:

$$q_{\text{ср}} = \frac{G}{2bL} \text{ кг/см}^2,$$

где G — вес машины, кг; b — ширина гусеницы, см; L — длина опорной поверхности у гусеницы, см.

Большая опорная поверхность и почвозацепы создают хорошее сцепление гусеницы с грунтом, что в сочетании с небольшим удельным давлением обеспечивает высокую проходимость гусеничной машины. Гусеничный движитель применяется как средство передвижения по плохим дорогам и бездорожью. В условиях лесоразработок для трелевки леса в любое время года гусеничные машины оказались наиболее пригодными.

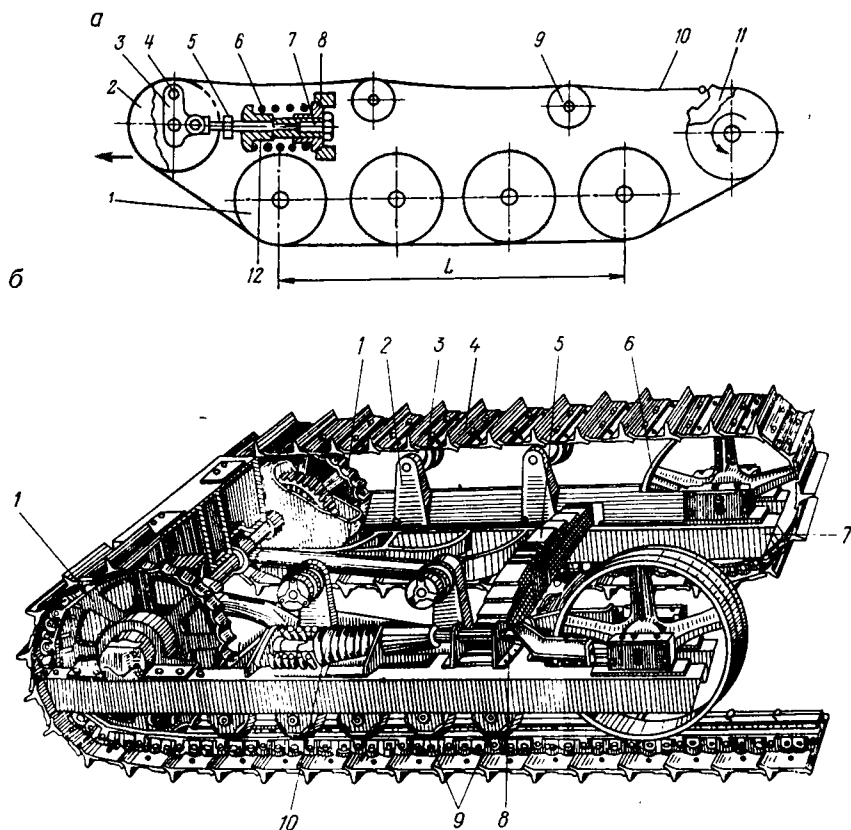


Рис. 17.5. Ходовая часть гусеничного трактора:

a — схема гусеничного движителя: 1 — опорный каток; 2 — направляющее колесо; 3 — кривошип направляющего колеса; 4 — ось качания кривошипа; 5 — регулировочный винт натяжения гусеничной цепи; 6 — амортизирующая пружина; 7 — винт затяжки пружины; 8 — сферический упор натяжного механизма; 9 — поддерживающий ролик; 10 — гусеничная цепь; 11 — ведущее колесо (звездочка) гусеничной цепи; 12 — подвижная втулка; b — тележка ходовой части в сборе: 1 — ведущие звездочки; 2 — кронштейны поддерживающих катков 3; 4 — гусеничная цепь; 5 — рессора; 6 — натяжные (направляющие) колеса; 7 — балки тележек гусениц; 8 — натяжное устройство гусеницы; 9 — опорные катки; 10 — амортизирующее устройство натяжного колеса.

Удельные давления для гусеничных машин лежат в пределах 0,4—0,7 кГ/см². Для машин высокой проходимости среднее удельное давление должно быть в пределах 0,15—0,2 кГ/см². При погружении гусеницы в мягкий грунт на 100 мм среднее удельное давление уменьшается на 15%. Конструктивные параметры оказывают значительное влияние на процессы взаимодействия гусеницы с грунтом. Меньшая глубина колен всегда будет давать и меньшее сопротивление движению. При перемещении катков по гусенице происходит возрастание удельного давления. В зависимости от качества грунта максимальное удельное давление может превысить среднее в 2—3 раза и привести к увеличению осадки машины. Выравнивание давления и уменьшение осадки возможно путем увеличения натяжения гусеницы и увеличения числа опорных катков машины. Осадка различных машин одинакового веса будет примерно одинаковой, а сопротивление движению машин с узкими гусеницами меньше из-за уменьшения объема прессуемого или вытесняемого грунта. Одно из главных преимуществ узкой, но более длинной гусеницы заключается в снижении вредных потерь на буксование.

Гусеничная цепь работает в тяжелых условиях и поэтому должна обладать достаточной прочностью, высокой износоустойчивостью и обеспечивать хорошее сцепление с грунтом. *Расчет звеньев и пальцев гусеницы* ведется на максимальную силу тяги по сцеплению. Гусеница состоит из отдельных звеньев (траков), шарнирно соединенных между собой пальцами. Звенья бывают составными и цельнолитыми. *Составное звено* (трактор Т-100) представляет собой фигурную поковку (рельсы) с двумя отверстиями по концам, куда запрессовываются втулки и пальцы. Поворот траков происходит за счет поворота пальца относительно втулки. К звеньям прикрепляются опорные башмаки, гребни которых служат грунтозацепами. Достоинством гусеницы является защищенность шарнира от грязи. Срок службы ее выше, чем у гусеницы с открытым шарниром. Однако гусеница громоздка, имеет большой вес и малую приспособляемость к рельефу пути. Данная гусеница относится к типу жестких. *Опорные катки* жестко связаны с рамой гусеничных тележек. Гусеницы очень чувствительны к неровностям пути, и обычно машина с такими гусеницами малоскоростная.

На трелевочных тракторах применяются гусеницы с *цельными литыми звеньями*. Звено представляет собой фасонную стальную отливку из марганцовистых сталей, снабженную направляющими ребрами и почвозацепами. Звенья соединяются стальными закаленными пальцами, которые вставляются в отверстия проушин. Такое соединение позволяет быстро собирать и разбирать гусеничную цепь. Зубья звездочки зацепляются с цилиндрической частью (цевками) проушины трака (цевочное зацепление). Цельная гусеница намного легче составной, имеет меньший шаг и хорошо обтекает неровности пути.

Привод гусеничной цепи осуществляется зубчатыми венцами ведущих колес. Наибольшее распространение получило *цевочное зацепление*, при котором зуб колеса ведет цепь за цевку. Число

зубьев ведущего колеса принимается нечетным, а шаг звена гусеницы — в два раза большим шага между зубьями звездочки. Зацепление происходит через зуб, чем обеспечивается увеличение износостойчивости зубьев. Ведущие звездочки, вращаясь под действием усилия, подводимого от двигателя, передвигают с помощью опорных катков остов машины по гусеницам. Одновременно ведущие звездочки поднимают выходящие из зацепления с почвой звенья гусениц и передвигают гусеницы вперед. При равномерном вращении ведущей звездочки и бесконечно малом шаге гусеницы поступательную скорость трактора также можно принять равномерной:

$$v_{\text{гр}} = \frac{\pi r_{\text{к}} n_{\text{к}}}{30} = r_{\text{к}} \omega_{\text{к}},$$

где $r_{\text{к}}$ — радиус ведущей звездочки; $n_{\text{к}}$ — число оборотов звездочки; $\omega_{\text{к}}$ — угловая скорость.

Однако в действительности гусеница состоит из отдельных жестких звеньев определенной длины, что обуславливает неравномерный характер поступательного движения трактора. Неравномерность поступательной скорости машины вызывает удары в зазорах шарниров и их быстрый износ. Поступательная скорость заднего опорного катка машины в результате взаимодействия его с рабочей ветвью крупнозвенной гусеницы будет отличаться от скорости, сообщаемой машине перематыванием гусеницы ведущим колесом. Период повторения таких явлений соответствует времени перемещения по обводу одного звена:

$$t = \frac{l}{v_{\text{ср}}} \text{ сек.},$$

где l — длина звена; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость машины, м/сек.

Неравномерность движения ветви для мелкозвенчатых гусениц равна 0,15—1,04, а для крупнозвенчатых до 1,3. Чтобы получить неравномерность, соответствующую мелкозвенчатой гусенице, необходимо, чтобы $r_{\text{к}} > 2l$. Неравномерность движения опорной ветви гусеницы можно снизить, уменьшив угол наклона задней ветви и длину звена или увеличив диаметр катка. Применение мелкозвенчатой гусеницы при больших диаметрах катков приближает обвод к ленте, особенно при движении на мягких грунтах. Такая гусеница по качественной оценке кинематики является лучшей.

Для смягчения ударов гусеницы должно сохраняться постоянство длины ее наклоненного участка. В этих целях число звеньев и их длину выбирают так, чтобы при переходе заднего катка на последующее звено очередной зуб ведущей звездочки входил в зацепление со следующим звеном гусеницы. В существующих тракторах центральный угол звездочки, определяющий шаг гусеницы, находится в следующих пределах:

$$\beta = \frac{360}{z'} = 12 \div 25^\circ,$$

где z' — число звеньев, укладываемых по окружности ведущего колеса.

Скорость движения гусеничной машины

$$v_{\text{тр}} = \frac{60}{1000} z' t_{\text{г.ц}} n_{\text{к}},$$

где $t_{\text{г.ц}}$ — шаг гусеничной цепи; $n_{\text{к}}$ — число оборотов звездочки в минуту.

Радиус ведущего колеса определяется из выражения

$$r_{\text{к}} = \frac{t_{\text{г.ц}}}{2 \sin^{\beta/2}} = \frac{t_{\text{г.ц}}}{2 \sin \frac{180}{z'}}.$$

Шаг цепи на 1—5% меньше шага ведущего колеса, так что новую цепь ведет один зуб звездочки, а по мере износа шарниров шаг цепи увеличивается и все большее число зубьев ведет гусеничную цепь.

Опорные катки передают на грунт вес машины и испытывают значительные динамические нагрузки. Они изготавливаются из среднеуглеродистой стали. Для предохранения подшипников от попадания грязи и воды используются самоподвижные торцовые уплотнения (сальники), что позволило применить жидкостную смазку. У трелевочных тракторов установлены опорные катки большого диаметра, в виду чего не требуются специальные поддерживающие катки. Балансирность катков обеспечивает амортизацию толчков и ударов, воспринимаемых гусеницей.

Поддерживающие катки (ролики) предохраняют гусеничную цепь от сильного провисания и несут меньшую нагрузку, чем опорные. Поэтому устройство их проще. Они имеют жидкую смазку и снабжены такими же сальниками, как и опорные.

Направляющее колесо служит для направления движения гусеничной цепи и для ее натяжения при помощи натяжного устройства. Амортизирующее устройство смягчает толчки и удары при наездах направляющего колеса на препятствие, а также предохраняет гусеничную цепь от перегрузок. Необходимое натяжение гусеницы достигается изменением расстояния между ведущим и натяжным колесами. Нормально натянутая гусеница трелевочного трактора должна лежать верхней частью на ребрах беговой дорожки только двух средних катков.

Уход за гусеничной ходовой частью состоит в систематической очистке ее от грязи, проверке резьбовых соединений и своевременной их подтяжке, в периодической смазке отдельных элементов, проверке и регулировке натяжения гусеничной цепи, конических роликовых подшипников и осевых зазоров в них. Необходимо регулярно проверять отдельные звенья гусеницы и их соединения, износившиеся части заменять новыми. Для увеличения срока службы звездочек и гусеничных цепей периодически делают перестановку звездочек с одной стороны трактора на другую с поворотом гусеницы на 180°.

17.3. Подвеска машин

Подвеской называется совокупность деталей, соединяющих передний и задний мосты автомобиля (опорные катки трактора) с рамой (корпусом), которая обеспечивает плавность хода и устойчивость машины при езде по неровностям дороги. Упругие элементы подвески делятся на рессорные, пружинные, торсионные, пневматические и гидропневматические. Подвески бывают жесткие, полужесткие и мягкие. Последние в свою очередь делятся на независимые и балансирующие. Наибольшее применение на грузовых автомобилях получили зависимые подвески на листовых рессорах. Жесткие подвески применяются у малоскоростных тракторов. При жесткой подвеске опорные катки трактора крепятся непосредственно к корпусу машины.

Подвеска колесных машин. Взаимодействие колес движущейся машины с неровностями дороги вызывает колебания и вибрации, которые создают неудобства для водителя и пассажиров, а также ухудшают техническое состояние машины и ее эксплуатационные свойства. Одним из основных эксплуатационных требований к современному автомобилю является улучшение плавности его хода.

Под *плавностью хода* экипажа подразумевается его способность к поглощению различных толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении.

В связи с большим значением низкочастотных колебаний широкое применение получила оценка плавности хода по величине ускорений и их повторяемости.

Для оценки колебаний с точки зрения ощущений человека часто пользуются измерителем, который выражается формулой

$$\varphi = 10 \lg \frac{E}{E_0},$$

где E — удельная мощность колебаний; E_0 — удельная мощность колебаний, находящаяся на границе ощущения человеком.

Величина $\varphi = 1$ называется *полем*. Число полей, равное 30—40, соответствует неприятным ощущениям; при числе полей 50—60 колебания терпимы только в течение короткого промежутка времени. Плавность хода оценивается частотой, амплитудой и ускорением колебаний. Частота колебаний зависит от жесткости подвески и массы груза, т. е. от параметров самой системы. Для определения парциальной собственной частоты n достаточно знать статический прогиб $f_{ст}$ подвески:

$$n = \sqrt{\frac{895\,000}{f_{ст}}} = \frac{300}{\sqrt{f_{ст}}} \text{ кол/мин.}$$

Для современных легковых автомобилей частота колебаний составляет 60—90, для грузовых — 90—150 *кол/мин*. Статический прогиб для грузовых автомобилей равен 8—12 *см*. Одним из основных способов повышения плавности хода является применение мягкой подвески с большим статическим прогибом. Собственная частота колебаний при этом уменьшается до 60 *кол/мин*.

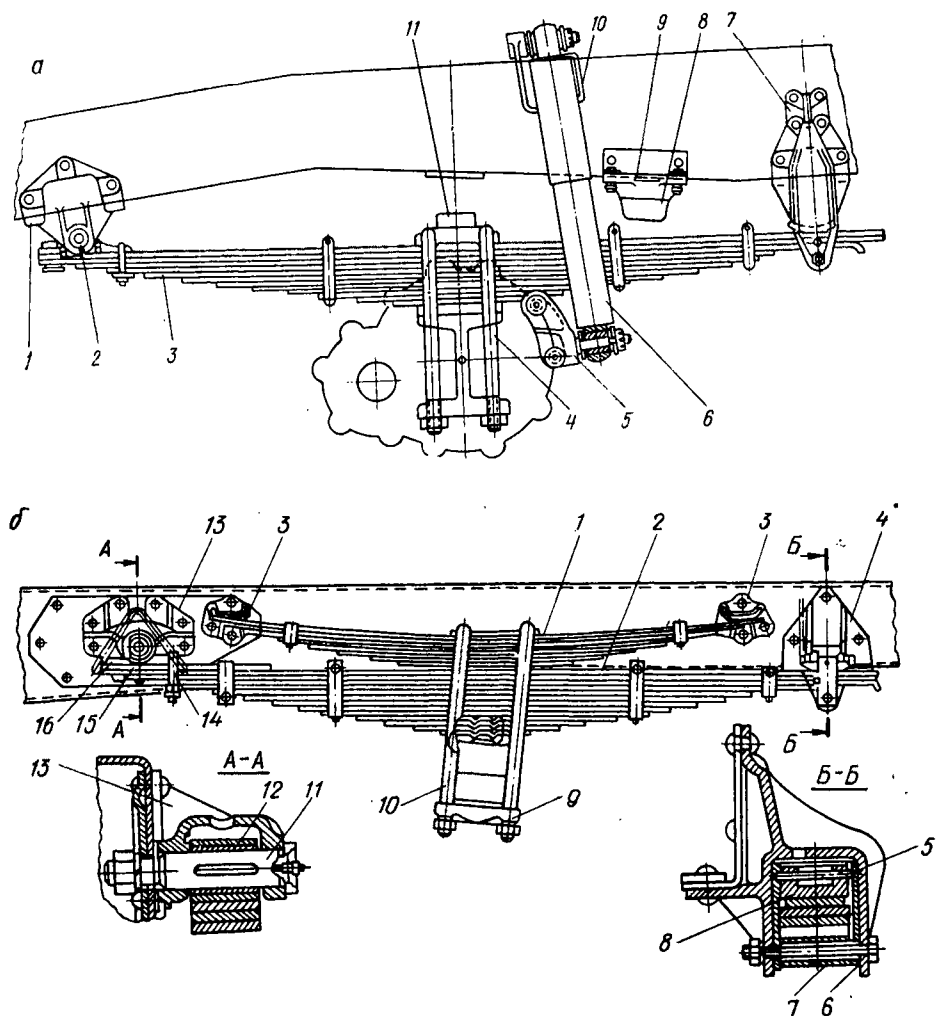


Рис. 17.6. Подвески автомобиля:

а — передняя подвеска: 1 и 7 — передний и задний кронштейны рессоры; 2 — палец крепления рессоры; 3 — рессора; 4 — стремянка; 5 и 10 — кронштейны амортизатора нижний и верхний; 6 — амортизатор; 8 — дополнительный буфер рессоры; 9 — иакладка; 11 — основной буфер; *б* — задняя подвеска: 1 — дополнительная рессора; 2 — основная рессора; 3 и 4 — кронштейны дополнительной рессоры и задний кронштейн основной рессоры; 5, 6, 7, 8 — палец сухаря, вкладыши, втулка стяжного болта (сухарь, крепление основной рессоры в заднем кронштейне); 9 — иакладка стремянок; 10 — стремянка; 11 и 12 — палец рессоры и втулка ушка; 13 — передний кронштейн задней рессоры; 14 — стремянка ушка; 15 и 16 — подкладка и ушко рессоры.

Подвеска состоит из упругих элементов и устройств, направляющих и гасящих колебания. Упругие элементы смягчают и поглощают удары, воспринимаемые колесами. Направляющее устройство передает толкающие и боковые усилия и реактивные моменты. Гасящее устройство обеспечивает гашение колебаний машины.

На грузовых автомобилях применяются листовые рессоры за-

висимого направляющего устройства. Листовая рессора — упругая балка, собранная из ряда тонких стальных листов различной длины. Чем больше количество листов и чем тоньше листы, тем большую эластичность имеет рессора. Листы рессоры изготавливаются из стали 50ХГА (В) или других и подвергаются закалке и отпуску. Пальцы рессор выполняются из стали 20 и подвергаются цементации или цианированию, пальцы из стали 45 подвергаются поверхностной закалке токами высокой частоты. Продольно расположенная рессора выполняет функции всех трех элементов подвески. Она работает как упругий элемент, передает все виды усилий и моментов и гасит колебания за счет трения между листами и в шарнирах.

Передняя подвеска (рис. 17.6,а) состоит из двух продольных полуэллиптических рессор и двух телескопических амортизаторов. Для предотвращения ударов рессоры о раму и ограничения ее прогиба установлены два резиновых буфера. *Задняя подвеска* (рис. 17.6,б) имеет двойные рессоры — основную и дополнительную, или подрессорник. Двойные рессоры применяются для получения мягкой подвески при различной нагрузке машины. Уменьшение вертикальных колебаний (подпрыгиваний) достигается уменьшением жесткости подвески и шин, а также установкой амортизаторов, гасящих колебания за счет внутренних сопротивлений. Применяются гидравлические амортизаторы, которые работают как своеобразные тормозы колебаний. Амортизатор состоит из корпуса, в котором закреплен цилиндр, заполненный жидкостью. Внутри цилиндра перемещается поршень со штоком, прикрепленным к раме автомобиля. Резервуар посредством проушины присоединяется к балке передней оси. Действие амортизатора по гашению колебаний рессоры основано на использовании сопротивления жидкости, продавливаемой через отверстия. Большое гидравлическое сопротивление, создаваемое клапаном сжатия с сильной пружиной и клапаном отдачи, не дает возможности жидкости быстро перетекать из полости в полость, чем гасится колебание рессоры.

Угловые колебания в продольной плоскости (галопирование) происходят из-за неодинаковой стрелы прогиба передней и задней частей машины. Чтобы избежать галопирования, отношение статической стрелы прогиба передней подвески к стреле прогиба задней подвески должно быть не менее 0,65.

При расчетах листовых рессор влиянием горизонтальной составляющей реакции серьги, которая появляется из-за ее наклона, пренебрегают. Стрелу прогиба рессоры можно определить из выражения

$$f = \delta \frac{b_1^2 \cdot b_2^2 P_{\Pi}}{3EI_0 B},$$

где b_1 и b_2 — расстояния от центра рессоры до осей переднего и заднего рессорных ушек, для симметричной рессоры $b_1 = b_2$; B — длина рессоры; E — модуль упругости, $E = 2,1 \cdot 10^6$ кг/см²; I_0 — момент инерции сечения, расположенного у центрального болта рессоры; δ — коэффициент, зависящий от конструкции концов рессоры.

При конструкциях концов рессоры, обеспечивающих ей большую мягкость, значения коэффициента δ выше. Он зависит также от конструкции стремянок и хомутов и от расстояния между ними. В случае, когда коренной лист значительно длиннее второго, δ принимают равным 1,4.

Момент инерции I_0 определяется из уравнения

$$I_0 = \frac{b}{12} \sum n_i h_i^3,$$

где b — ширина листов рессоры; n_i — число листов толщиной h_i .

При выборе поперечного сечения листов желательно придерживаться соотношения $6 < \frac{b}{h} < 10$. Число листов рессоры выбирают обычно от 6 до 14, иногда до 20.

Допускаемое напряжение при максимальном динамическом прогибе не должно превышать 9000—10 000 кг/см². При статическом прогибе, равном 80—150 мм, допускаемое напряжение принимается равным 4000—5000 кг/см².

Напряжение σ в рессоре определяется по формуле

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{E h_k f}{b_1 b_2},$$

где h_k — толщина коренного листа.

При расчетах подвески с основными и дополнительными рессорами нагрузки на них распределяют в соответствии с их жесткостью. В существующих подвесках статическая стрела прогиба равна 45—200 мм; что соответствует изменению числа колебаний 160—65 кол/мин. При этом большие значения стрелы прогиба относятся к независимой передней подвеске.

Зная стрелу прогиба, можно подсчитать жесткость рессоры т. е. нагрузку (кг), которую нужно приложить к ее центральному сечению, чтобы вызвать прогиб в 1 мм. Коэффициент жесткости $K = \frac{G}{f}$ для передних рессор составляет 18—15 кг/мм, для задних — 12—15 кг/мм, для дополнительных — 11—12 кг/мм.

Расчет элементов направляющего устройства подвески производится по влиянию сил, действующих при торможении, разгоне и повороте машины. При передаче тягового усилия схема сил по сравнению со схемой сил при торможении изменяется в связи с противоположным направлением P_k на колесе. Расчет подвески при повороте машин производится с учетом максимального значения боковой силы, при котором продольные касательные силы отсутствуют.

Сила сопротивления колебаниям создается межлистовым трением рессор, трением в шарнирах подвески и в основном сопротивлением амортизаторов. Обычно оценку затухания колебаний производят по относительному коэффициенту затухания ψ :

$$\psi = - \frac{K}{\sqrt{cM}},$$

где K — коэффициент сопротивления подвески; c — жесткость подвески; M — неподрессоренная масса, приходящаяся на колесо.

Относительный коэффициент затухания современных автомобилей изменяется в пределах 0,15—0,26. Интенсивность затухания зависит в основном от коэффициента сопротивления амортизатора K_a .

Жесткая подвеска приводит к увеличению сил воздействия на раму при наезде на неровности пути. Рессоры с небольшой жесткостью дают большой прогиб и медленное затухание колебаний рамы.

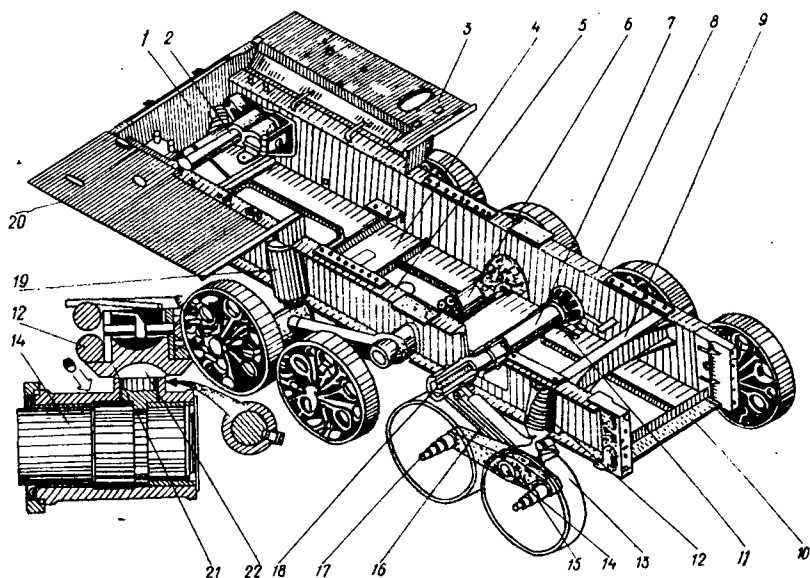


Рис. 17.7. Рама и подвеска трактора ТДТ-55:

1 — лобовой лист, соединяющий лонжероны; 2 — передняя труба; 3 и 20 — раскрывки рамы; 4 — листы днища; 5 и 8 — лонжероны рамы; 6 и 7 — трубы подвески; 9 и 10 — поперечные связи рамы; 11 — стопор, ограничивающий перемещение оси 18; 13 — стальной литой опорный каток; 14 — ось шарнирного соединения каретки с рамой при помощи рычага 16; 15 — литой стальной балансир каретки; 17 — ось катков; 18 — ось верхней головки рычага, установленная во втулках трубы вкладыша 7; 21 — пята, через которую головка рычага 16 упирается в пружину 12 в кожухе 19 лонжерона рамы; 22 — вкладыш, ограничивающий перемещение оси 14.

Амортизаторы уменьшают амплитуду собственных угловых колебаний машины, а также амплитуду вынужденных угловых и вертикальных колебаний в зоне резонанса.

Подвеска гусеничных машин. Подвеска соединяет остов трактора с гусеничным механизмом и передает вес на опорные катки. При *полужесткой подвеске* имеются специальные тележки гусениц, шарнирно соединенные с остовом трактора. Такое соединение обеспечивает независимость действия гусениц, самостоятельно приспосабливающихся к неровностям пути. В данном случае каждая гусеница в отдельности может подниматься и опускаться, поворачиваясь вокруг оси вращения. Спереди гусеничные тележки соединяются с остовом трактора при помощи рессоры или пружины. Полужесткая

подвеска хорошо работает на мягких грунтах, где гусеница сцепляется с грунтом всей своей поверхностью.

У трелевочных гусеничных машин применяется *эластичная подвеска*, при которой оси опорных катков соединяются с остовом трактора посредством пружин, рессор и рычагов. Эластичная подвеска бывает независимой и балансирной. Остов трактора ТДТ-55 (рис. 17.7) соединен с опорными катками через качающиеся балансиры кареток (рычажно-балансирная подвеска). Гусеница хорошо приспособляется к неровностям пути, сохраняя при этом наибольшее сцепление с грунтом. Гусеничная машина с эластичной подвеской может работать на повышенных скоростях на твердом грунте без значительных сотрясений.

Расчет упругих элементов направляющих и гасящих устройств подвески гусеничных машин производится аналогично расчету подвески колесных машин с учетом конструктивных схем.

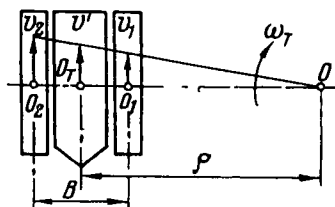
ГЛАВА 18. МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

18.1. Поворот гусеничной машины

Для изменения направления движения машины необходимо приложить силу, действующую под углом к движению и могущую поворачивать остов машины относительно возникающего при этом центра поворота. Поворот гусеничных машин осуществляется фрикционным или планетарным механизмом поворота.

Рис. 18.1. Схема поворота гусеничного трактора:

О — центр поворота трактора; O_1 и O_2 — полюса вращения гусениц; v_1 — скорость отстающей гусеницы; v_2 — скорость забегающей гусеницы; v' — скорость точки центра трактора O_T ; B — колея трактора; ρ — радиус поворота.



Ведущие колеса правой и левой гусениц *на повороте* вращаются с разными угловыми скоростями, причем наружное колесо вращается быстрее, а внутреннее — медленнее. Таким образом, чтобы осуществить поворот гусеничной машины, необходимо изменить скорости движения ее гусениц. Установившееся движение на повороте можно рассматривать как вращение системы с постоянным радиусом вокруг какой-то оси, проекция которой на поверхность пути дает центр поворота О (рис. 18.1). Расстояние от центра поворота до продольной оси симметрии представляет собой радиус поворота ρ .

Перемещение гусениц на повороте складывается из двух движений: вращения вокруг полюсов с угловой скоростью $\omega_n = \frac{v'}{\rho}$ и прямолинейно-поступательного движения со скоростью v_2 для забегающей гусеницы и v_1 для отстающей гусеницы:

$$v_2 = \omega_n (\rho + 0,5B) = v' \frac{\rho + 0,5B}{\rho};$$

$$v_1 = \omega_n (\rho - 0,5B) = v' \frac{\rho - 0,5B}{\rho}.$$

При вращении вокруг полюсов между гусеницами и дорогой возникают силы трения и другие боковые реакции, препятствующие повороту, в том числе: смятие, срез и сдвиг грунта торцовыми частями траков, а также сопротивление перемещению грунта, нагребает-

мого гусеницами и катками. Для определения момента сопротивления, создаваемого этими силами, выделим на обеих гусеницах элементарные участки dx на расстоянии x от линии O_2O_1 .

Элементарная нормальная нагрузка

$$dG_{\text{тр}} = \frac{0,5 G_{\text{тр}}}{L} dx.$$

Элементарная сила сопротивления повороту $dG_{\text{тр}}$ μ создает момент с плечом $xdG_{\text{тр}}$ μ x .

Суммарный момент сопротивления повороту

$$M_c = 4 \int_0^{0,5L} \mu \frac{0,5 G_{\text{тр}}}{L} x dx = \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4},$$

где $G_{\text{тр}}$ — вес машины, кг; L — длина гусеницы, м; μ — приведенный коэффициент сопротивления, учитывающий все боковые реакции гусеницы на повороте.

Значение коэффициента μ зависит от механических свойств грунта, конструкции гусениц и глубины их погружения в почву. При крутых поворотах величина μ колеблется от 0,4 (для твердых грунтов) до 0,7 (для рыхлых полевых почв).

Потребные силы тяги на гусеницах при повороте определяют из уравнений:

$$P_{\kappa_2} + P_{\kappa_1} = G_{\text{тр}} f; \quad (P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1}) \frac{B}{2} = M_c = \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4},$$

откуда

$$P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1} = \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{2B}.$$

Решая совместно эти два уравнения путем сложения и вычитания, получим:

$$P_{\kappa_2} = \frac{G_{\text{тр}} f}{2} + \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4B};$$

$$P_{\kappa_1} = \frac{G_{\text{тр}} f}{2} - \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4B}.$$

Увеличение силы тяги P_{κ_2} на забегающей гусенице вызывает необходимость проверки поворота машин по сцеплению:

$$\varphi \frac{G_{\text{тр}}}{2} \geq P_{\kappa_2}; \quad \frac{L}{B} \leq \frac{2(\varphi - f)}{\mu}.$$

Если принять $\varphi = 0,7$, $\mu_{\text{max}} = 0,6$, $f = 0,1$, то получим $\frac{L}{B} \leq 2$. На заданном грунте поворот машины по сцеплению забегающей гусеницы возможен с любым радиусом $\rho \geq \frac{B}{2}$.

При повороте гусеничной машины с нагрузкой на крюке (рис. 18.2) под действием составляющих тягового сопротивления происходит смещение центра давления от середины опорных поверхностей на величину x . Поэтому результирующая боковая реакция и центр поворота смещаются назад на величину $x_{\text{п}}$. Такое сме-

шение вызывает некоторое изменение момента сопротивления повороту, которое учитывается введением в формулу поправочного коэффициента k .

Момент, возникающий между гусеницей и дорогой при повороте трактора с нагрузкой на крюке:

$$M_c = k \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4}.$$

Из условия равновесия машины относительно полюсов O_1 и O_2 ,

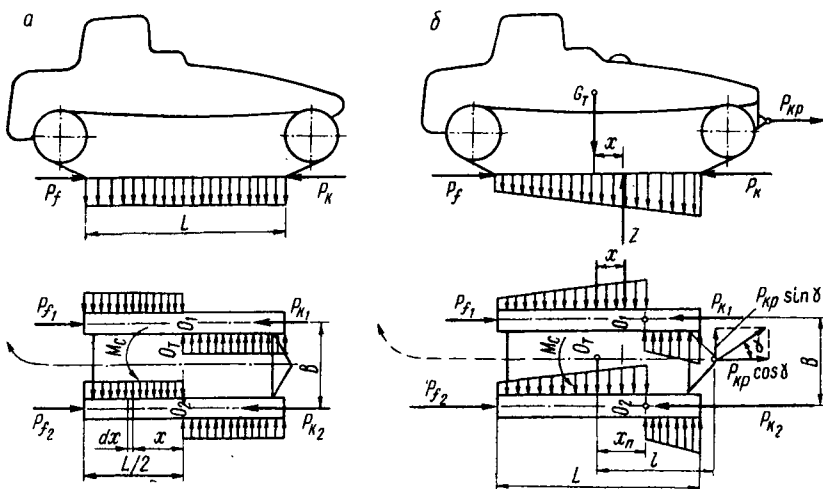


Рис. 18.2. Схема сил, действующих на трактор при повороте:

a — схема упрощенного процесса поворота; b — схема сил и моментов при наличии силы тяги на крюке; P_k — сила тяги трактора; P_f — сила сопротивления перекачиванию гусениц; P_{k1} и P_{k2} — силы тяги на отстающей и забегающей гусеницах; L — длина гусеницы; $G_{\text{тр}}$ — вес трактора; M_c — суммарный момент сил сопротивления повороту; $P_{\text{кр}}$ — нагрузка на крюке; x_n — смещение центра давления трактора от середины опорных поверхностей.

пользуясь схемой (рис. 18.2), составим уравнения моментов:

$$P_{k2} B = 0,5 P_f B + M_c + P_{\text{кр}} \cos \gamma 0,5 B + P_{\text{кр}} \sin \gamma (l - x_n);$$

$$P_{k1} B = 0,5 P_f B - M_c + P_{\text{кр}} \cos \gamma 0,5 B - P_{\text{кр}} \sin \gamma (l - x_n). -$$

При вычитании второго уравнения из первого получим
 $(P_{k2} - P_{k1}) B = 2 [M_c + P_{\text{кр}} \sin \gamma (l - x_n)].$

Сумма моментов в правой части уравнения $M_c + P_{\text{кр}} \sin \gamma (l - x_n) = M_{\text{рез}}$ представляет собой результирующий момент, оказывающий сопротивление повороту:

$$M_{\text{рез}} = k \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4} + P_{\text{кр}} \sin \gamma (l - x_n).$$

Этот момент преодолевается поворачивающим моментом (ле-

вая часть уравнения), который создается путем приложения к гусеницам различных касательных сил тяги:

$$M_{\pi} = \frac{B}{2} (P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1}) = 0,5 (P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1}) B.$$

Чтобы получить необходимый поворачивающий момент, касательная сила на забегающей гусенице должна быть больше касательной силы на отстающей гусенице:

$$P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1} = \frac{2M_{\text{рез}}}{B}.$$

Условие поворота гусеничной машины без торможения отстающей гусеницы записывается так:

$$P_{\kappa} = P_f + P_{\kappa p} \cos \gamma \geq \frac{2M_{\text{рез}}}{B} = \frac{2}{B} \left[k \frac{\mu G_{\text{тр}} L}{4} + P_{\kappa p} (\sin \gamma (l - x_{\pi})) \right],$$

где $P_f = G_{\text{тр}} f$ — сила сопротивления качению; $P_{\kappa p} \cos \gamma \approx P_{\kappa p}$ — сила тяги на крюке.

Данное уравнение может быть представлено в другом виде:

$$P_{\kappa p} > G_{\text{тр}} \left(k \frac{M}{2} \cdot \frac{L}{B} - f \right) \frac{B}{B - 2 \sin \gamma (l - x_{\pi})}.$$

При работе трактора с прицепом последний член данного уравнения

$$\frac{B}{B - 2 \sin \gamma (l - x_{\pi})} > 1.$$

Поворот машины без торможения отстающей гусеницы возможен лишь при положительном значении $P_{\kappa p}$, т. е. при работе с нагрузкой на крюке. Чем труднее условия поворота (большие значения μ и $\sin \gamma$) и чем выше отношение $\frac{L}{B}$, тем должна быть больше нагрузка на крюке, чтобы осуществить поворот без торможения отстающей гусеницы. Поворот гусеничной машины без прицепа возможен только при торможении отстающей гусеницы.

18.2. Механизмы поворота гусеничных машин

На современных гусеничных машинах в качестве механизмов поворота применяются фрикционные муфты поворота (бортовые фрикционы), планетарные механизмы, а также двойные или сложные дифференциалы.

Фрикционные муфты поворота (рис. 18.3), установленные на концах вала заднего моста, включены в систему силовой передачи. При помощи муфт можно разъединять и плавно соединять вал фрикционов с валом малой цилиндрической шестерни. Муфты поворота работают в сочетании с тормозами. Если обе муфты включены, а тормоза отпущены, то ведущие звездочки жестко связаны с трансмиссией и машина движется прямолинейно. Крутящий момент распределяется между гусеницами пропорционально приложенным к ним сопротивлениям.

Момент M_ϕ , передаваемый бортовым фрикционом, принимается по максимальной силе сцепления на забегающей гусенице $P_{\kappa_2}^{\max}$ при повороте на косогоре с углом наклона 30° ($P_{\kappa_2}^{\max} = 0,65G \varphi$):

$$M_\phi = P_{\kappa_2}^{\max} \frac{r_\kappa}{i_{6.п} \eta_{6.п} \eta_{гус}} = 0,65G \varphi \frac{r_\kappa}{i_{6.п} \eta_{6.п} \eta_{гус}}.$$

Данная величина проверяется по максимальному моменту двигателя при условии передачи его через один фрикцион (за расчетную принимается меньшая величина M_ϕ):

$$M_\phi = M_{дв}^{\max} i_0 \eta_0 i_{\kappa_1} \eta_{\kappa_1},$$

где i_0 и η_0 — передаточное число и КПД передачи от двигателя до коробки передач; i_{κ_1} и η_{κ_1} — передаточное число и КПД коробки

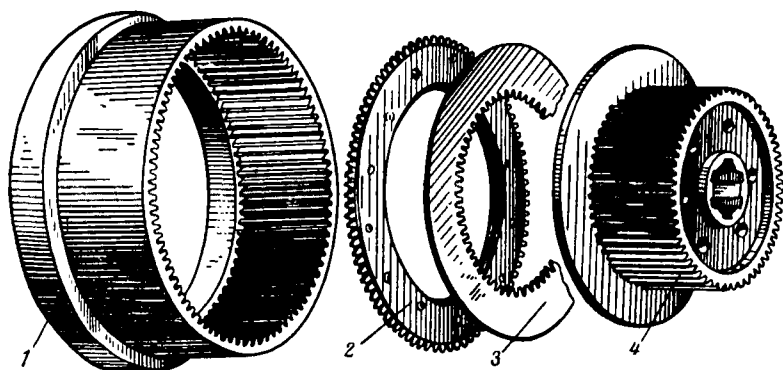


Рис. 18. 3. Детали многодисковой фрикционной муфты поворота:
1 — ведомый барабан; 2 — ведомый диск; 3 — ведущий диск; 4 — ведущий барабан.

передач на 1-й передаче; $\eta_{гус}$ — КПД гусеницы; $i_{6.п}$ и $\eta_{6.п}$ — передаточное число и КПД бортовой передачи.

При повороте возможны два случая. *Первый случай:* сила тяги отстающей гусеницы P_{κ_1} положительна:

$$P_{\kappa_1} = 0,5P_\kappa - \frac{M_{рез}}{B} \geq 0.$$

Поворот осуществляется без торможения отстающей гусеницы путем уменьшения момента трения бортового фрикциона (работает с пробуксовкой). Моменты между гусеницами распределяются следующим образом: для отстающей гусеницы $M_1 = M_\tau$, для забегающей $M_2 = M_0 - M_\tau$.

Поворачивающий момент при этом

$$M_\pi = 0,5B (P_{\kappa_2} - P_{\kappa_1}) = 0,5B \left(\frac{M_0 - M_\tau}{r_\kappa} - \frac{M_\tau}{r_\kappa} \right) = \frac{0,5B}{r_\kappa} (M_0 - 2M_\tau),$$

где M_0 — момент, подводимый на повороте к ведущему мосту ма-

шины; M_r — момент трения бортового фрикциона отстающей гусеницы; r_k — радиус ведущего колеса.

Поворачивающий момент регулируется изменением момента трения фрикционной муфты. При полном выключении отстающей муфты ($M_r=0$) поворачивающий момент достигает максимума:

$$M_{п\max} = \frac{0,5BM_0}{r_k}.$$

При этом весь момент, подведенный к мосту, передается забегающей гусенице ($M_2=M_\phi$).

Второй случай: сила тяги отстающей гусеницы имеет отрицательное значение:

$$P_{к1} = 0,5P_k - \frac{M_{рез}}{B} \leq 0.$$

Поворот машины достигается путем выключения муфты и тормаживания отстающей гусеницы. Момент M_ϕ полностью передается забегающей гусенице, а на отстающей создается отрицательный момент, численно равный моменту трения тормоза M_{r_t} . При этом поворачивающий момент

$$M_{п} = 0,5B(P_{к2} - P_{к1}) = \frac{0,5B}{r_k}(M_0 + M_{r_t}).$$

В данном случае силы тяги на гусеницах составляют:

$$P_{к1} = -\frac{M_{r_t}}{r_k}; \quad P_{к2} = \frac{M_0}{r_k}.$$

Величина поворачивающего момента регулируется изменением затяжки тормоза. Наибольшее значение момента трения тормоза соответствует моменту, подведенному к ведущему мосту, при условии достаточного сцепления гусениц $M_{r_t}=M_0$. В противном случае момент трения ограничивается по сцеплению: $M_{r_t} \leq 0,5G_{тр} \varphi r_k$.

На рис. 18.4 показана схема *управления поворотом трактора с помощью бортовых фрикционов*. Внутренний ведущий барабан, жестко соединенный с валом фрикционов, имеет на наружной поверхности зубцы, на которые свободно насажены стальные ведущие диски, имеющие зубцы на внутренней поверхности. Наружный ведомый барабан, жестко соединенный с валом ведущей шестерни конечной передачи, имеет зубцы на своей внутренней поверхности. На эти зубцы внутрь барабана вставляются стальные ведомые диски, облицованные фрикционными накладками. В комплекте муфты ведомые диски располагаются в промежутках между ведущими. Комплект дисков зажимается между фланцем ведущего барабана и нажимным диском при помощи пружин, надетых на шпильки, которые закреплены в нажимном диске. При таком положении вращение вала фрикционов полностью передается через конечную передачу на гусеницу. Если нажимной диск с помощью отводки переместить от муфты, то пружины сожмутся и между дисками образуются зазоры. Вращение вала фрикционов не будет передаваться на вал конечной передачи, и соответствующая гусе-

ница остановится. Машина повернется в сторону отстающей гусеницы. Для осуществления более крутых поворотов и остановки на уклоне бортовые фрикционы снабжены ленточными тормозами, охватывающими наружную поверхность ведомых барабанов. Эти тормоза после включения фрикциона тормозят его ведомую часть, связанную через бортовую передачу со звездочкой и гусеницей. Механизм управления тормозами устроен так, что торможение

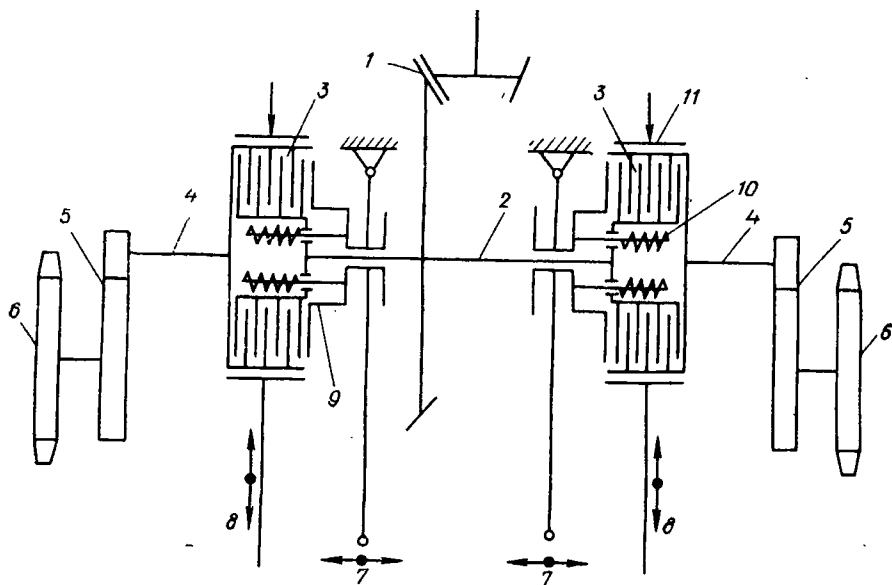


Рис. 18. 4. Схема управления поворотом трактора с помощью бортовых фрикционов: 1 — главная передача; 2 — вал бортовых фрикционов; 3 — фрикционные муфты управления; 4 — валы ведущих шестерен; 5 — концевая (бортовая) передача; 6 — ведущая звездочка; 7 — приводы выключения фрикционных муфт; 8 — приводы тормозов; 9 — нажимная тарелка; 10 — нажимные пружины; 11 — ленточный тормоз.

ведомого барабана производится согласованно с механизмом выключения фрикционов. Применяемые приводы бывают как отдельные (для фрикционных муфт и тормозов), так и объединенные. Передаточное число привода подбирается таким образом, чтобы усилие водителя на рычаге при выключении фрикциона не превышало 15 кг, а ход рычага был 200—300 мм. Соответственно на тормозной педали усилие составляет 25 кг, а ход — 200 мм. В приводах с объединенным управлением муфтами и тормозами ход рычагов допускается до 400—500 мм. Когда усилие на рычаге превышает допустимую величину, в систему привода вводится гидравлический усилитель (сервомеханизм).

Такой же эффект поворота гусеничной машины достигается при замене бортового фрикциона *трехзвенным планетарным механизмом с одним управляемым звеном*. На рис. 18.5 представлена схема одноступенчатого планетарного механизма, сущность работы которого состоит в следующем.

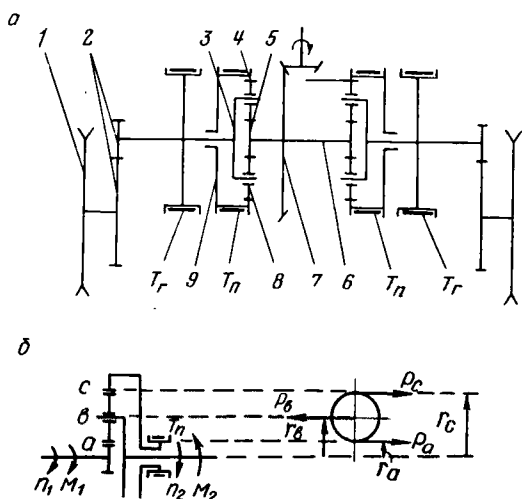


Рис. 18.5. Схема одноступенчатого планетарного механизма поворота:

a — кинематика; *б* — схема сил; 1 — ведущая звездочка; 2 — конечная передача; 3 — водило; 4 — большая солнечная шестерня; 5 — малая солнечная шестерня; 6 — поперечный вал главной передачи; 7 — главная передача; 8 — сателлиты; 9 — тормозной барабан планетарного механизма; T_{Π} — ленточные тормоза больших солнечных шестерен; T_r — ленточные тормоза; n_1 и n_2 — число оборотов ведущего и ведомого валов; M_1 и M_2 — крутящие моменты валов; *a* — солнечная шестерня (ведущий элемент); *б* — водило (ведомый элемент); *с* — коронная шестерня (тормозной элемент); P_a и P_c — силы, действующие в полюсах зацепления солнечной и коронной шестерен; P_b — сила, действующая на водило; r_a , r_b , r_c — соответственно радиусы солнечной шестерни, водила и коронной шестерни.

этом выполняют роль простых редукторов. Цилиндрические сателлиты, перекатываясь по зубьям остановившейся солнечной шестерни и опираясь на них, ведут водило. Таким образом, планетарный механизм создает передаточное отношение между числом оборотов поперечного вала и ведущих шестерен конечных передач.

Основу любой планетарной передачи составляет планетарный ряд. На рис. 18.5, *б* приведена одна из возможных схем планетарного ряда со смешанным зацеплением шестерен. Связь между числами оборотов элементов ряда определяется из уравнения

$$n_a - n_b(1 + k) + n_c K = 0,$$

где n_a , n_b , n_c — соответственно числа оборотов солнечной шестерни, водила и коронной шестерни; k — характеристика ряда: $k = \frac{z_c}{z_a}$, где z_c и z_a — число зубьев коронной и солнечной шестерен.

Поперечный вал трактора получает вращение от центрального редуктора главной передачи. По концам этого вала расположены центральные (солнечные) шестерни левого и правого планетарных механизмов. Коронные шестерни с внутренним зацеплением связаны с тормозными барабанами и ленточными тормозами. Сателлиты свободно установлены на осях водила, которое выполняется за одно целое с ведомым валом. Зубья сателлитов находятся в постоянном зацеплении с солнечной и коронной шестернями. Если тормоз T_{Π} не затянут, моменты с ведущего на ведомый вал передаваться не будут. При полной затяжке обоих тормозов солнечные шестерни остановятся, а водила и соединенные с ними ведущие звездочки будут вращаться с одинаковой скоростью, т. е. трактор движется прямолинейно. Планетарные механизмы при

При затянутых тормозах $n_c = 0$ передаточное отношение планетарного механизма поворота равно

$$i_{\text{пл.м}} = \frac{n_a}{n_b} = 1 + k.$$

Силы и моменты, действующие в элементах планетарного ряда, находятся из рассмотрения условия равновесия сателлитов: $P_c + P_a + P_b$; $P_c = P_a$ или $P_b = 2P_a = 2P_c$.

Сила P_a , действующая в полюсе зацепления солнечной шестерни, определяется по известному моменту на ведущем валу:

$$M_1 = M_{\text{дв}} i_{\text{к.ц.р}} \eta_{\text{м}};$$

$$P_a = \frac{M_1}{r_a} = \frac{M_a}{r_a},$$

где $i_{\text{к}}$ — передаточное число в коробке передач; $i_{\text{ц.р}}$ — передаточное число центрального редуктора.

Момент, действующий на водило:

$$M_b = M_2 = 2P_a \frac{(r_a + r_c)}{2} = P_a (r_a + r_c)$$

$$\text{или } M_b = M_a \left(1 + \frac{r_c}{r_a} \right) = M_a (1 + k),$$

где $\frac{r_c}{r_a} = k$ — характеристика ряда.

Момент, действующий на коронную шестерню M_c , равен моменту тормоза $T_{\text{п}}$:

$$M_c = P_c r_c = \frac{M_a}{r_a} r_c = M_a k.$$

Связь между моментами водила и коронной шестерни определяется при совместном решении последних двух уравнений:

$$M_b = M_c \frac{1 + k}{k}.$$

Зная моменты, действующие на элементы ряда, можно производить расчет.

Для поворота трактора один из тормозов $T_{\text{п}}$ отпускается, так что один из механизмов не сможет передавать крутящий момент связанной с ним гусенице, и трактор начнет поворачиваться. При необходимости более крутого поворота трактора производятся затяжки второго тормоза T_r , которым притормаживается отстающая гусеница.

Момент тормоза поворота для одноступенчатого планетарного механизма определяется по сцеплению:

$$M_{\text{т.п}} = 0,65 G_{\text{тр}} \varphi \frac{r_{\text{к}}}{i_{\text{б.п}} \eta_{\text{б.п}} \eta_{\text{гус}}} i_{\text{б.т}},$$

где $i_{\text{б.п}}$ и $i_{\text{б.т}}$ — соответственно передаточные числа бортовой передачи и от бортовой передачи тормозу; $\eta_{\text{б.п}}$ и $\eta_{\text{гус}}$ — КПД бортовой передачи и гусеницы.

Момент поворота по максимальному моменту двигателя

$$M_{т.п} = M_{дв.мах} i_{к_0} i_{к_1} \eta_0 \eta_{к_1} i_{к_т} \eta_{к_т},$$

где $i_{к_т}$ и $\eta_{к_т}$ — передаточное число и КПД передачи от коробки передач к тормозу.

Компонуя планетарные ряды, можно получить многоскоростные коробки передач.

18.3. Поворот колесных машин

Поворот колесных машин достигается изменением направления управляемых колес или шарнирно-сочлененных секций машины и путем создания различных сил тяги на неуправляемых колесах забегающей и отстающей сторон машины. Некоторые тракторы и тягачи не имеют управляемых колес. Они состоят из

а

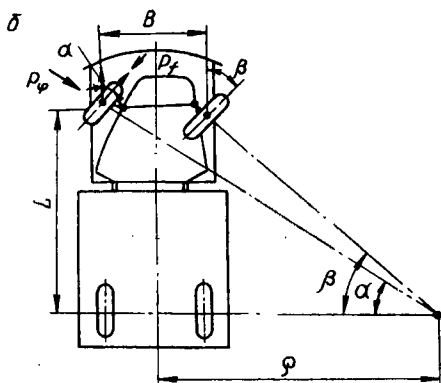
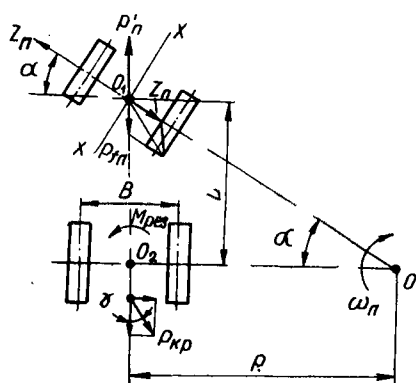


Рис. 18.6. Схема сил при повороте:
а — колесного трактора; б — автомобиля.

двух шарнирно-сочлененных секций, которые при помощи сервомеханизмов могут поворачиваться одна относительно другой. Шарнирно-сочлененные тягачи хорошо поворачиваются и обладают по отношению к другим механизмам управления более высокой средней скоростью.

Однако на большинстве колесных тракторов малой и средней мощности и на всех автомобилях поворот осуществляется передними управляемыми колесами.

Направление движения управляемых колес изменяется поворотом их осей. При отклонении колес от прямолинейного движения на них начинают действовать боковые реакции дороги, которые и заставляют машину поворачиваться.

На рис. 18.6 представлена схема сил при повороте колесного трактора. Движение машины на повороте можно рассматривать как вращение ее вокруг какой-то оси. Этой осью является пересе-

чение двух плоскостей, перпендикулярных к векторам скоростей точек остова трактора O_1 и O_2 . Точка O — проекция искомой оси — и является центром поворота, а расстояние OO_2 — радиусом поворота: $R = L \operatorname{ctg} \alpha$. Радиус R зависит от величины продольной базы и максимального значения угла поворота передних колес ($\alpha_{\max} = 35\text{—}45^\circ$).

На переднюю ось действуют толкающая сила в направлении оси тягача P'_n ; сила сопротивления повороту Z_n , действующая по радиусу OO_1 в направлении от центра поворота O . Силу P'_n нужно приложить к передней оси, чтобы поддерживать равномерное движение управляемого колеса. Эта сила уравнивается сопротивлением качению P_{fn} , действующим против движения и боковой реакции почвы $P_{fn} \operatorname{tg} \alpha$, которая препятствует боковому скольжению.

Вращение трактора вокруг центра поворота O можно разложить на два движения: переносное поступательное движение точки O_2 середины заднего моста со скоростью v_2 по направлению продольной оси и вращательное движение вокруг точки O_2 с угловой скоростью $\omega_n = \frac{v'}{R}$. Переносное поступательное движение совершается под действием касательной силы тяги ведущих колес. Вращению трактора препятствуют силы трения и другие реакции дороги на ведущих колесах, боковая составляющая тягового сопротивления на крюке, центробежная сила, возникающие при повороте. Все эти силы образуют результирующий момент сопротивления повороту:

$$M_{\text{рез}} = Z_n L \cos \alpha.$$

Сила Z_n уравнивается боковыми реакциями дороги на управляемое колесо. Результирующая боковая реакция образует поворачивающую силу

$$P_n = Z_n + P_{fn} \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_{\text{рез}}}{L \cos \alpha} + P_{fn} \operatorname{tg} \alpha.$$

Продольная составляющая поворачивающей силы $P_n \sin \alpha$ приложена к шарниру передней оси и направлена против движения. В связи с этим сопротивление качению на повороте значительно больше, чем в прямолинейных условиях.

Чтобы управляемые колеса при повороте катились без скольжения, сила сцепления их с дорогой в поперечном направлении Z_φ должна быть больше поворачивающей силы: $Z_\varphi > P_n$. Это непременное условие сохранения управляемости. Сила сцепления зависит от нормальной нагрузки, действующей на управляемые колеса, от конструкции шин и от дорожных условий. На сухой твердой поверхности условие сохранения управляемости обеспечивается с достаточной надежностью; на скользких дорогах и рыхлых почвах это условие не выдерживается. Большие силы тяги на крюке ухудшают управляемость тягача из-за весовой разгрузки передних колес и уменьшения в связи с этим силы сцепления Z_φ .

У автомобилей управляемость ухудшается при торможении передних колес, так как нагрузка их продольными силами снижает сцепление с дорогой в поперечном направлении. Резкое торможение приводит к полной потере управляемости.

На рис. 18.6, б показана кинематика поворота автомобиля. Чтобы все колеса автомобиля при повороте вращались вокруг общего центра без бокового скольжения, необходимо отклонять управляемые колеса от нейтрального положения на разные углы: внутреннее — на больший угол (поворачивается круче), внешнее — на меньший. Соотношение между углами определяется из условия, что центр вращения является точкой пересечения перпендикуляров к векторам скоростей всех колес. Этому требованию удовлетворяют следующие значения углов поворота внутренних и наружных колес:

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\rho - \frac{B}{2}}{L}; \quad \operatorname{ctg} \alpha = \frac{\rho + \frac{B}{2}}{L}; \quad \operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{B}{L},$$

т. е. разность котангенсов отклонения управляемых колес должна быть постоянной, независимой от радиусов поворота:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{B}{L}.$$

Давая ряд значений β от 0 до 45° , получим изменение угла поворота α другого колеса. Соблюдение требуемой зависимости между углами α и β достигается применением рулевой трапеции, посредством которой можно получить соотношение между углами поворота, близкие к теоретическим. В эксплуатационных расчетах обычно принимается, что на всем пути поворота движение является установившимся и совершается с постоянным радиусом кривой.

18.4. Рулевое управление

Изменение направления движения машины достигается поворотом передних колес при помощи рулевого управления. По принципу действия рулевые управления бывают механические и гидравлические. Рулевое управление состоит из рулевого привода и рулевого механизма. Наиболее ответственные узлы — рулевой механизм, рулевая трапеция и шаровые шарниры.

Механическая система управления. Основным элементом *рулевого привода* (рис. 18.7) является рулевая трапеция, состоящая из балки передней оси, поперечной рулевой тяги и поворотных рычагов. Длина поперечной тяги, расположенной параллельно передней оси, должна быть такой, чтобы продолжения поворотных рычагов трапеции при среднем положении колес пересекались в точке, отстоящей от задней оси на расстоянии $\frac{1}{4}$ продольной базы машины (практически получается 30%).

Рулевые трапеции бывают *цельные* (с неразрезной поперечной рулевой тягой), применяемые при зависимой подвеске, и *расчлененные* (с разрезной поперечной рулевой тягой), применяемые

при независимой подвеске. В последнем случае исключается влияние вертикального перемещения одного из колес на изменение положения другого.

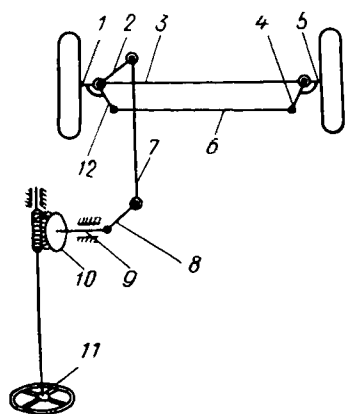


Рис. 18.7. Схема рулевого управления автомобиля:

1, 5 — поворотные цапфы; 2 — рычаг поворотной цапфы; 3 — балка переднего моста; 4 и 12 — рычаги поворотной трапеции; 6 — поперечная рулевая тяга; 7 — продольная рулевая тяга; 8 — рулевая сошка; 9 — вал передачи; 10 — рулевой механизм (передача); 11 — рулевое колесо (штурвал).

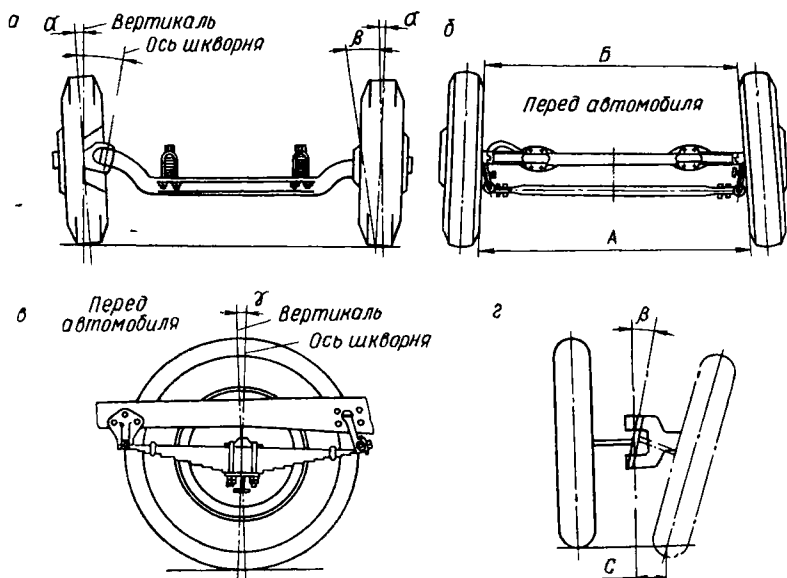


Рис. 18.8. Схема установки передних управляемых колес:

а — углы развала колес и поперечного наклона шкворней; б — схождение колес; в — угол продольного наклона шкворня; г — схема подъема передней части автомобиля.

Для повышения устойчивости передних колес при их среднем положении (движение на прямом участке пути) и для облегчения управления машиной колеса имеют развал в вертикальной плоскости и схождение в горизонтальной, а шкворни поворотных цапф имеют наклон в продольной и поперечной плоскостях. Схема уста-

новки передних управляемых колес показана на рис. 18.8. Четыре вида углов установки колес обеспечивают стабилизацию управляемых колес. Под стабилизацией понимается способность управляемых колес сохранять нейтральное положение при прямолинейном движении и самостоятельно возвращаться в нейтральное положение в случае отклонения от него.

Передняя ось состоит из балки двутаврового сечения, жестко сцепленной с передними рессорами и шарнирно — с поворотными цапфами, которые поворачиваются на шкворне. Поворотные цапфы установлены так, что колеса имеют некоторый развал (расстояние между верхними кромками колес больше, чем между нижними). Угол развала колес следующий: у автомобилей — до 2° , у тракторов — до 4° . Развал делается для того, чтобы придать правильное положение беговой поверхности шин даже при наличии люфта в шарнирных соединениях. Возникающая в процессе движения автомобиля сила прижимает ступицы колес к внутреннему подшипнику и несколько разгружает наружный. При этом облегчается поворот колес и ослабляются толчки, передаваемые рулевому механизму.

При прямолинейном движении наклонного колеса в зоне контакта с дорогой возникают дополнительные силы и моменты, увеличивающие сопротивление качению и износ шин. Поэтому имеется тенденция к уменьшению развала колес.

Схождение колес — это разность расстояний между внутренними боковинами шин на уровне оси ($A-B=1,5-10$ мм). Схождение колес вводится для устранения разворачивания наклонно катящихся колес и их поперечного проскальзывания. Некоторое отрицательное действие развала частично компенсируется схождением колес. Путем подбора рациональных соотношений между углами развала и схождения можно добиться уменьшения напряженности в зоне контакта шины с дорогой и снижения сопротивления движению.

При поперечном наклоне шкворней $\gamma'_{шк} = 4-8^\circ$ верхний конец шкворня располагается ближе к середине машины, а нижний — дальше. Выход колеса из нейтрального положения при повороте сопровождается подъемом передней части машины, который будет тем больше, чем больше угол поперечного наклона шкворней. Работа, затраченная на подъем передней части машины, затем используется для самостоятельного возвращения колес в нейтральное положение после поворота. Таким образом, увеличение угла поперечного наклона шкворня способствует стабилизации колес. Однако при этом повышается сопротивление повороту и затрудняется управление.

Поперечный наклон шкворней вместе с развалом колес уменьшают расстояние C — плечо обкатки, или плечо поворота. Уменьшение плеча обкатки снижает величину поворачивающих моментов $M_{ц} = P_{к}C$ и благоприятно сказывается на управляемости и устойчивости движения при снижении усилия, потребного для поворота машины.

Продольный наклон шкворня достигается установкой передней оси с небольшим наклоном: $\gamma'' = 0 \div 3,5^\circ$. При положительном наклоне нижний конец расположен впереди верхнего. В обратном случае угол наклона — отрицательный (для легковых машин $\gamma'' = 0,5 \div 1,0^\circ$). Угол наклона служит для увеличения устойчивости передних колес при их среднем положении. Отклонению колеса от нейтрального положения препятствует момент, создаваемый боковыми реакциями. Стабилизирующий момент возникает вследствие продольного наклона шкворня и боковой упругости шины. За счет снижения давления воздуха в шинах, т. е. уменьшения жесткости шин, их влияние на стабилизирующий момент возрастает. Поэтому уменьшить углы продольного наклона шкворней желательно с точки зрения облегчения управления.

Передаточные числа в рулевом механизме определяются следующим образом. Максимальное усилие, действующее между управляемыми колесами и дорогой, возникает в момент торможения машины или езде по песку:

$$P_k = G_k \varphi,$$

где G_k — вес машины, приходящийся на управляемые колеса;
 φ — коэффициент сцепления (принимается равным 1).

Сила P_k вызывает момент сопротивления повороту около шкворней на плече s :

$$M_{\text{ц}} = P_k s,$$

где $M_{\text{ц}}$ — момент, действующий на поворотную цапфу, $\kappa\Gamma\text{м}$; s — плечо поворота (30—70 мм).

Зная силы, действующие между колесом и дорогой, и задаваясь допустимым усилием на рулевом колесе, можно определить передаточное число. Усилие на рулевом колесе, которое может приложить водитель, составляет 15—20 $\kappa\Gamma$:

$$P_r = \frac{M_r}{R_r},$$

где M_r — момент на рулевом колесе; R_r — радиус рулевого колеса.

Выбор передаточных чисел рулевого управления находится в зависимости от условий эксплуатации машины. Поддержание прямолинейного движения на большой скорости облегчается при достаточно большом передаточном числе, которое выполняется в середине зацепления на 30° поворота руля в обе стороны.

При крутом повороте рулевое колесо должно быть повернуто на больший угол с наименьшим передаточным числом. В этих целях от 30° до 45° угла поворота передаточное число резко уменьшается, оставаясь далее почти постоянным.

Переменное передаточное число позволяет значительно уменьшить полный угол поворота рулевого колеса при крутых поворотах машины, что улучшает маневренность и удобство управления.

Передаточные числа в рулевых механизмах глобоидальной и кривошипной пар могут быть выполнены переменными при нарезке червяка.

Угловое передаточное число выражает отношение угла пово-

рота рулевого колеса к углу поворота управляемого колеса около шкворня:

$$i_{\omega} = i_1 i_2 = \frac{\varphi_p}{\varphi_k} = \frac{M_{\Pi}}{M_r} = 10 \div 20,$$

где φ_p и φ_k — углы поворота рулевого колеса и управляемого колеса; $i_1 = \frac{z_2}{z_1}$ — передаточное число в передаче рулевого механизма (z_2 — число зубьев червячной шестерни; z_1 — число ходов или ниток червяка от 2 до 3); i_2 — передаточные числа в рычагах рулевого механизма.

Максимальному углу поворота управляемого колеса в одну сторону ($\varphi_k = 35-45^\circ$) соответствует поворот рулевого колеса на 1,5—2,5 оборота ($\varphi_p = 540-900^\circ$). Большое угловое передаточное число уменьшает усилие на рулевом колесе, но вызывает большие углы его поворота, что затрудняет управление машиной.

Силовое передаточное число выражает отношение суммы усилий, действующих на оба колеса в точках опоры с дорогой, к усилию, приложенному на штурвале:

$$i_p = \frac{P_k}{P_r} = \frac{M_{\Pi}}{M_r} \cdot \frac{R_r}{C} = i_{\omega} \frac{R_r}{C} = 100 \div 300.$$

Силовое передаточное число получается тем больше, чем меньше C . Для каждого типа покрышек устанавливается свое C , требующее минимального усилия для поворота колес.

Легкость и удобство управления характеризуется величиной усилия, которое нужно приложить на штурвале при повороте машины:

$$P_{r_{\max}} = \frac{M_{\Pi}}{R_r i_{\omega} \eta_{p.y}}$$

где $\eta_{p.y}$ — КПД рулевого управления.

Рулевой механизм позволяет осуществлять поворот колес с необходимым передаточным числом. Рулевой механизм состоит из рулевого вала, на верхнем конце которого укреплено рулевое колесо, а на нижнем — червяк (червячная передача) или винт (винтовая передача). С червяком находится в постоянном зацеплении зубчатый сектор или ролик с винтом, на валу которого жестко укреплена рулевая сошка. Червяк или винт с рулевым валом устанавливается в картере на двух радиально-упорных подшипниках или конических роликоподшипниках. Верхняя (третья) опора рулевого вала — поддерживающая опора — расположена в верхнем конце рулевой колонки и предназначена для восприятия усилий водителя. Вал сошки с кривошипом, сектором или роликом устанавливается на скользящих опорах в картере или во втулке боковой его отъемной крышки. Ролики (одногоребневые, двухребневые или трехребневые) устанавливаются в головке вала сошки на игольчатых подшипниках.

Для обеспечения устойчивого движения по прямой зацепление передаточной пары делается беззазорным. При повороте в зацепле-

нии могут быть и зазоры. В результате износа возникают зазоры, которые устраняются при помощи регулировочных устройств.

На новых автомобилях ЗИЛ и МАЗ установлен рулевой механизм типа винт с гайкой на циркулирующих шариках и рейка, находящаяся в зацеплении с зубчатым сектором (рис. 18.9). На

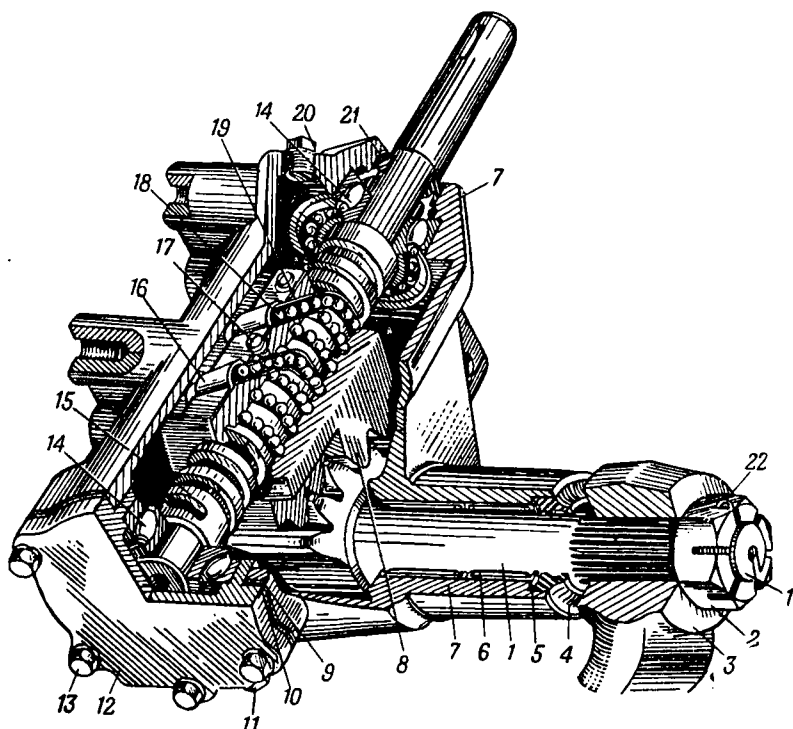


Рис. 18.9. Рулевой механизм автомобиля МАЗ:

1 — сектор рулевой сошки; 2 — гайка и 22 — шплинт крепления сошки; 3 — рулевая сошка; 4, 5, 6 — сальники вала рулевой сошки; 7 — картер рулевого механизма; 8 — гайка-рейка рулевого механизма; 9, 10 — уплотнительная и регулировочная прокладки; 11 — пробка слива масла; 12 — нижняя крышка картера; 13 — болты крепления крышки; 14 — конические подшипники вала рулевого механизма; 15 — винт вала рулевого механизма; 16 — прижим крепления направляющих шариков; 17 — винт; 18 — шарик гайки-рейки; 19 — направляющая для перекатывания шариков; 20 — пробка; 21 — сальник вала рулевого механизма.

конце рулевого вала расположен винт, входящий в гайку-рейку. Для более легкого перемещения вала в гайке и винте устроены сопряженные спиральные канавки, заполненные шариками. В гайку-рейку вставлены направляющие, посредством которых создаются два замкнутых потока шариков. Высокая степень точности изготовления деталей и подбор их при сборке обеспечивают легкую и плавную работу механизма с высоким КПД. Винт рулевого механизма установлен в картере на двух сферических подшипниках, регулируемых при помощи прокладок специальной гайкой,

которая расположена в нижней крышке. Сектор рулевого механизма, имеющий пять зубьев переменной толщины, установлен в картере на трех игольчатых подшипниках. При правильной установке сектора относительно гайки полный угол поворота сошки составит 80° . Переменная по длине толщина зубьев рейки и сектора позволяет изменять зазор в их зацеплении путем осевого перемещения вала сошки. Регулировка зацепления сектора с рейкой производится регулировочным винтом, ввернутым в крышку. При повороте рулевого вала поршень-рейка перемещается в ту или иную сторону вдоль его оси. Осевое перемещение рейки вызывает поворачивание сектора и далее (через рулевой привод) поворот колес автомобиля.

Для поворота большегрузных машин с большой нагрузкой на управляемые колеса водителю приходится прикладывать значительные усилия на штурвале ($P_r \approx 80 \text{ кг}$). В конструкцию рулевого управления таких машин вводятся *усилители гидравлического или пневматического типа*. Гидравлические усилители получили распространение также на средних грузовиках и легковых автомобилях. Источником энергии усилителя является компрессор с ресивером или гидронасос. В конструкцию усилителя входят распределитель и привод к нему, силовой исполнительный механизм (силовой цилиндр) и обратная связь между управляемыми колесами и распределителем.

При повороте рулевого колеса приводится в действие распределитель, управляющий потоком рабочей среды, которая идет в силовой цилиндр. При достижении необходимого давления поршень, связанный с управляемыми колесами, поворачивает их. После этого обратная жесткая связь закрывает клапан и поток рабочей среды прекращается. Таким образом, рулевое управление с усилителем представляет собой следящую систему с жесткой обратной связью.

В усилителях с непрерывной подачей рабочая среда постоянно циркулирует от насоса к распределителю и далее на слив. Давление в такой системе небольшое, лишь необходимое для преодоления сопротивления перетеканию среды. Наибольшее давление и расход мощности зависят от момента включения усилителя и его нагрузки.

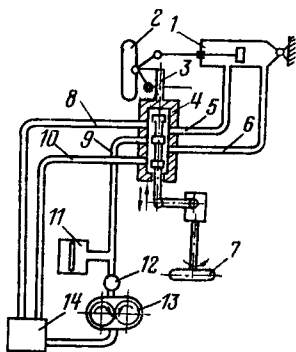
В усилителях с периодической подачей рабочая среда поступает в силовой цилиндр под давлением периодически после открытия проходных каналов, соединяющих полости цилиндра с аккумулятором или ресивером. Питающая система постоянно находится под полным давлением, расход мощности здесь больший и не зависит от момента включения усилителя.

Гидроусилитель рулевого механизма автомобиля МАЗ-509, расположенный на левом лонжероне рамы, состоит из силового цилиндра и распределителя (рис. 18.10). Силовой цилиндр имеет поршень со штоком, на конце которого расположена шарнирная головка для крепления к раме автомобиля. В корпусе распределителя размещены: золотник, корпус шарниров со стаканом и шаро-

выми пальцами рулевой сошки и продольной рулевой тяги. Масло в гидроусилитель подается из бачка по трубопроводам и шлангам лопастным насосом, установленным на двигателе. Распределитель регулирует поток масла, поступающего в усилитель, которое в зависимости от направления движения автомобиля либо возвращает- ся обратно в бачок, либо попадает в одну из рабочих плоскостей силового цилиндра.

Рис. 18.10. Схема гидравлического усилителя рулевого управления:

1 — силовой цилиндр; 2 — управляемое колесо; 3 — тяга связи колеса с корпусом распределителя (обратная связь); 4 — золотник; 5, 6 — каналы подвода масла в силовой цилиндр; 7 — штурвал; 8 и 10 — каналы слива масла; 9 — нагнетательная магистраль; 11 — гидропневматический аккумулятор; 12 — обратный клапан; 13 — масляный насос; 14 — бачок.



При нейтральном положении золотника все масло, поступающее в нагнетательную полость распределителя, отводится через сливную полость обратно в насос (поворота машины не происходит).

При повороте рулевого колеса в ту или иную сторону сошка руля через шаровой палец перемещает золотник в сторону от нейтрального положения. При этом нагнетательная и сливная полости разобщаются и масло поступает в соответствующую полость силового цилиндра, перемещая его относительно прикрепленного к раме штока. Это движение цилиндра через шаровой палец и связанную с ним продольную рулевую тягу передается управляемым колесам (происходит поворот машины).

Если прекратить поворот рулевого колеса, золотник остановится, а корпус распределителя надвинется на него и установится в нейтральном положении (поворот машины прекратится). Гидроусилитель начинает работать с перемещением золотника на 0,4—0,6 мм при усилии на рулевом колесе около 5 кг (наибольшее усилие — 20 кг). Допускается лишь кратковременная работа рулевого управления при неработающем гидроусилителе, так как при этом значительно возрастает усилие на рулевом колесе, а также свободный ход рулевого управления. Управление автомобилем при неработающем усилителе обеспечивается обратным клапаном, перепускающим масло из одной полости силового цилиндра в другую.

Гидравлическая система управления. Поворот тягача с сочлененной рамой производится путем складывания полурам относительно друг друга. Центр поворота находится на пересечении осей мостов (рис. 18.11). Угол между осями мостов является также и углом между осями передней и задней полурам. При повороте с постоянным углом складывания α центр поворота O и радиус

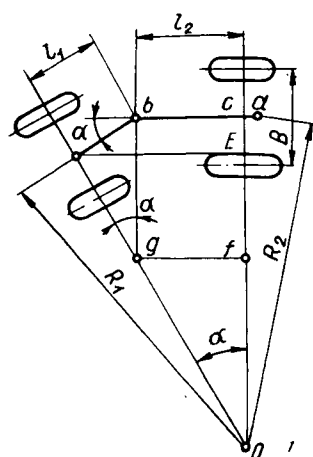


Рис. 18.11. Схема поворота колесного тягача с шарнирно-сочлененной рамой:

R_1 — радиус поворота переднего моста; R_2 — радиус поворота заднего моста; O — центр поворота, точка пересечения осей мостов; α — постоянный угол складывания; l_1 и l_2 — расстояния от центра шарнира сочленения до осей переднего и заднего мостов.

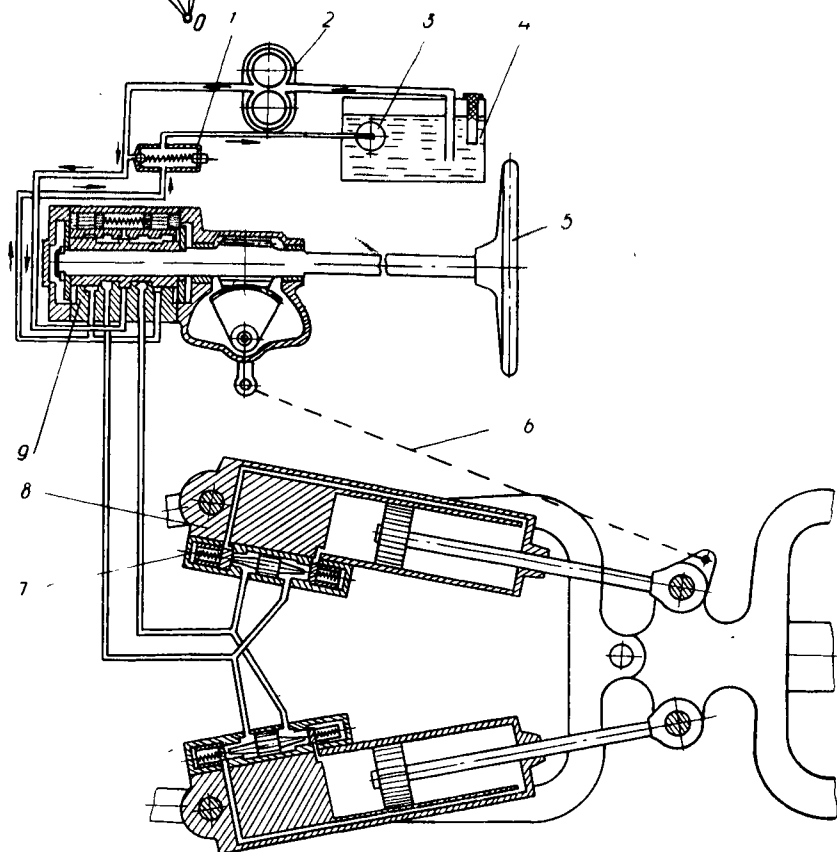


Рис. 18.12. Схема гидросистемы управления поворотом трактора :

1 — предохранительный клапан; 2 — насос; 3 — клапаны перепускные; 4 — масляный бак; 5 — рулевое колесо; 6 — следящее устройство; 7 — толкатель, предохранительные и запорные клапаны; 8 — гидроцилиндры поворота; 9 — распределитель золотниковый типа.

поворота также будут постоянными, а движение осуществляется по дуге окружности. С увеличением угла складывания полурам радиус поворота уменьшается:

$$R_1 = \frac{l_2 + l_1 \cos \alpha}{\sin \alpha}; \quad R_2 = \frac{l_1 + l_2 \cos \alpha}{\sin \alpha}.$$

При $l_1 = l_2 = l$ $R = \frac{l}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ и $R_1 = R_2 = R$.

Поворот тягача осуществляется при помощи двух гидроцилиндров, управляемых распределительным устройством с приводом от руля (рис. 18.12).

Рулевой механизм, расположенный на нижнем конце приводного вала, состоит из червяка и червячного сектора. Сошка, закрепленная на валу сектора, связана с задней полурамой посредством системы тяг и рычагов (следящее устройство).

Распределитель (золотникового типа) состоит из корпуса, прикрепленного к картеру рулевого механизма, и золотника, установленного на хвостовике червяка. Пружины и бустеры удерживают золотник в нейтральном положении, а полости между бустерами соединены с нагнетательной масляной магистралью. Золотник имеет предохранительный клапан, ограничивающий давление масла в системе до 100 кг/см^2 . Распределитель, управляющий гидроцилиндрами,— трехпозиционный, т. е. имеет два рабочих положения и нейтраль. Насос производительностью 72 л/мин приводится от коробки передач.

Гидроцилиндры поворота состоят из корпусов, закрытых с торцов крышками, в которых перемещаются поршни со штоками. Имеются запорные клапаны, которые не дают возможности поршням цилиндров перемещаться под действием на полурамы внешних сил. Предохранительные клапаны гидроцилиндров отрегулированы на давление 130 кг/см^2 . Следящее устройство обеспечивает согласование углов поворота рулевого колеса и полурам трактора.

Уход за рулевым управлением. В процессе эксплуатации машин детали рулевого управления (червяк с ведомым элементом и шарнирные соединения тяг) изнашиваются, образуется свободный ход рулевого колеса (люфт). Полностью устранить свободный ход не представляется возможным из-за наличия зазоров в сочлененных деталях. Нормальным свободным ходом с учетом зазоров во всех сочленениях является поворот рулевого колеса на $10\text{—}15^\circ$. Большой люфт руля затрудняет управление машиной. Нормальный люфт достигается путем регулировки рулевого механизма и шарнирных соединений.

К мерам ухода за рулевым механизмом относятся проверка креплений деталей, систематическая смазка шарнирных соединений, добавка смазки в картер рулевого механизма и периодическая смена масла, согласно карте смазки.

18.5. Тормозная система

Важнейшим динамическим качеством автомобиля является способность к принудительному снижению скорости и быстрой остановке, что влияет на его эксплуатационные показатели и имеет большое значение для безопасности движения. Торможение производится за счет ускоренного преобразования кинетической энергии машины в тепловую, поглощаемую тормозными механизмами, шинами, трансмиссией и двигателем, если он не отключен. Снижению скорости препятствует накопленная при движении энергия, которую нужно поглотить при торможении:

$$L_k = \delta \frac{G_a}{2g} \left(\frac{v_a}{3,6} \right)^2 = 0,003925 \delta G_a v_a^2,$$

где G_a — полный вес автомобиля, кг; v_a — скорость автомобиля, км/ч; δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс.

Торможение на уклоне требуется для поглощения реализуемой потенциальной энергии: $L_{\pi} = G_a h$.

Источником дополнительных сопротивлений движению является *система тормозов*, посредством которой создаются моменты трения, препятствующие вращению колес. Таким образом, энергия машины расходуется на работу трения тормозов, а при затянутых до отказа тормозах — на трение между шинами и дорогой.

Торможение может производиться также двигателем, который оставляется включенным и приводится во вращение от колес. Внешней силой, останавливающей машину при торможении, является касательная реакция P_T (тормозная сила), приложенная между колесом и дорогой и направленная против движения. Величина этой силы зависит от суммарной нормальной реакции дороги на тормозные колеса Y_T , от сцепления колеса с грунтом, степени заторможенности колес и др.

Тормозные качества оцениваются тремя параметрами: максимальной величиной замедления $j_{T_{\max}}$, минимальным путем торможения s_{\min} и минимальным временем торможения T_{\min} .

Величина замедления машины выводится из следующих посылок. Дифференциальное уравнение движения при торможении

$$-\frac{dv}{dt} = j_T = g \frac{P_T + \sum P_{\text{сопр}}}{\delta G} \text{ м/сек}^2,$$

где $\sum P_{\text{сопр}} = P_f \pm P_i \pm P_w \pm P_{\text{кр}}$ — сумма сопротивлений движению (сопротивления качения, подъема, воздуха и нагрузки на крюке); j_T — замедление, м/сек²; M_{r_T} — сумма моментов трения на всех колесных тормозах.

Учитывая, что максимальное значение тормозной силы $P_{T_{\max}} = Y_T \varphi$ и что сопротивление качению учтено в тормозном усилии, а сопротивлением воздуха при интенсивном торможении можно пренебречь, получим уравнение максимального замедления

$$j_{\tau \max} = g \left(\frac{\varphi Y_{\tau}}{G} \pm \sin \alpha \right) \text{ м/сек}^2,$$

где Y_{τ} — суммарная нормальная реакция дороги на тормозные колеса; φ — максимальный коэффициент сцепления; $G \sin \alpha$ — сила сопротивления подъема.

Если тормоза установлены на все колеса, то реакция $Y_{\tau} = G \cos \alpha$, и уравнение максимального замедления примет вид

$$j_{\tau \max} = g (\varphi \cos \alpha \pm \sin \alpha) \text{ м/сек}^2$$

(знак «+» перед $\sin \alpha$ означает, что машина движется в гору, что помогает торможению).

На горизонтальной дороге при $\alpha = 0$ $j_{\tau \max} = g \varphi \text{ м/сек}^2$. На твердых сухих дорогах и горизонтальном участке пути $j_{\tau \max} = 7-8 \text{ м/сек}^2$. Факторы, отрицательно влияющие на сцепление шин с дорогой, резко снижают интенсивность торможения. Тормозить колеса до их полной остановки можно лишь в аварийных случаях, когда возникает угроза безопасности движения. При резком торможении, когда колеса перестают вращаться (машина идет юзом), вся кинетическая энергия машины преобразуется в нагрев и местный износ шины. Такое торможение вызывает опасность заноса.

Тормозной путь s_{τ} определяется из условия, что работа, совершаемая машиной при прохождении тормозного пути $(P_{\tau \max} \pm G \sin \alpha) s_{\tau \min}$, равна кинетической энергии, потерянной ею за это время:

$$\frac{G(v_1^2 - v_2^2)}{2g}.$$

Минимальная длина тормозного пути получается при более интенсивном торможении, т. е. при $P_{\tau \max} = Y_{\tau} \varphi$.

$$s_{\tau \min} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2j_{\tau \max}}.$$

В частном случае, когда торможение происходит на горизонтальном участке до полной остановки:

$$s_{\tau \min} = \frac{G v_1^2}{2g \varphi G} = \frac{v_1^2}{2g (3,6)^2 \varphi} = 0,004 \frac{v_1^2}{\varphi} \text{ м},$$

где v_1 — начальная скорость, км/ч.

Следовательно, с увеличением начальной скорости торможения и ухудшением дорожных условий минимальная длина тормозного пути сильно увеличивается.

Движение машины при торможении можно считать равномерно замедленным с постоянным сопротивлением движению. Средняя скорость при торможении $v_{\text{ср}} = 0,5 (v_1 + v_2)$.

Минимальное время торможения

$$T_{\min} = \frac{s_{\tau \min}}{0,5 (v_1 + v_2)}.$$

18.6. Тормозной механизм

Тормозные механизмы подразделяются на колодочные, ленточные и дисковые. Принципиальная схема устройства и работы колодочного тормоза с двумя симметричными колодками приведена на рис. 18.13.

Тормозной барабан жестко скреплен с колесом и вращается с ним как одно целое. Внутри барабана на оси шарнирно установлены тормозные колодки с обкладками из фрикционного материала. При помощи кулака, жестко соединенного с рычагом и приводимого в движение от тормозной педали посредством тормозной

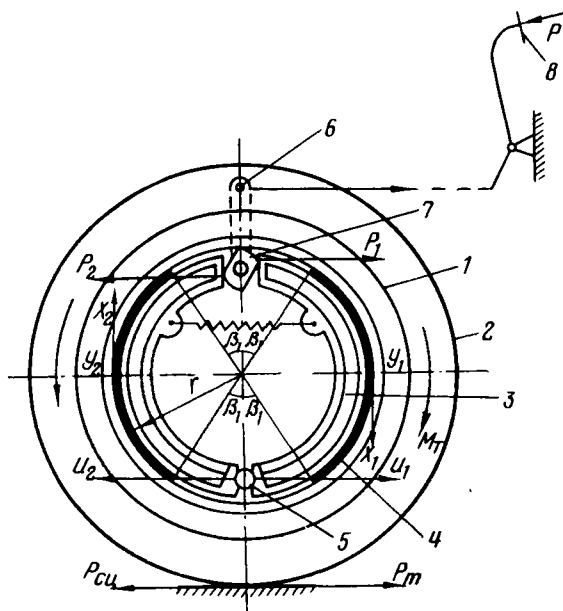


Рис. 18.13. Схема колодочного тормоза:

1—тормозной барабан; 2—колесо автомобиля; 3—тормозная колодка; 4—фрикционная обкладка; 5—ось опоры колодок; 6—рычаг поворота; 7—поворотный кулак; 8—тормозная педаль.

тяги, колодки раздвигаются и прижимаются к барабану. Кулак, поворачиваясь, создает приводной момент

$$M_d = (P_1 + P_2) \frac{d}{2} \text{ кгм},$$

где d — диаметр кулака, м; P_1 и P_2 — силы нажатия на колодки.

Силы нажатия вызывают нормальные силы колодок Y_1 и Y_2 и реакции опоры U_1 и U_2 , которые вызывают силы трения между колодками и тормозным барабаном:

$$x = (U + Y) \mu,$$

где μ — коэффициент трения между обшивкой колодок и барабаном: $\mu = 0,30 \div 0,35$.

Для возникновения между колесами и дорогой тормозной силы необходимо создать между тормозными колодками и барабаном момент трения

$$M_{r_T} = P_T r_K = X r_{\text{бар}},$$

где r_K — рабочий радиус колеса; $r_{\text{бар}}$ — радиус барабана.

Максимальный тормозной момент, который может быть передан через колеса, ограничивается сцеплением:

$$M_{r_T}^{\max} = G \varphi r_K \text{ кгм.}$$

Чтобы получить такой момент, колодки должны быть прижаты к барабану с определенной силой $T_{\text{бар}} = \frac{P_T}{m}$, где m — число тормозов.

Износ тормозной обкладки характеризуется удельным давлением колодок на барабан и удельной работой. Наибольшее допустимое удельное давление при максимальном тормозном моменте составляет до 20 кг/см^2 .

Удельная работа трения для грузовых машин $\Delta L_{\text{тор}} = 30 \div 70 \text{ кгм/см}^2$, а для легковых — $\Delta L_{\text{тор}} = 40 \div 150 \text{ кгм/см}^2$. За счет тепла работы трения происходит нагрев тормозов. Температура нагрева тормозов является важным фактором, влияющим на их износоустойчивость. Установлено, что повышение температуры тормозов от 20 до 100° приводит к увеличению износа тормозных накладок в два раза. У нагретой тормозной колодки снижается коэффициент трения, вследствие чего ухудшается действие тормозов. В результате напряженного температурного режима работы на барабане могут возникнуть тепловые трещины. Поэтому необходимо иметь достаточную рабочую поверхность и массу, чтобы воспринимать тепло без нагрева и повреждения трущихся поверхностей. Температура при торможении без учета отвода тепла от барабана определяется по формуле

$$t_T = \frac{P_T s_T}{427 c G_{\text{т.бар}}} \text{ } ^\circ \text{C},$$

где c — теплоемкость материала барабана (для стали и чугуна $c = 0,119$, для силумина $c = 0,227 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$); G_T — вес тормозного барабана, кг.

Температура тормозного барабана при торможении со скоростью 30 км/ч до полной остановки $t_T \leq 25^\circ \text{C}$.

Материалы трущейся пары должны обладать достаточной прочностью, жесткостью, износоустойчивостью и сохранять физические свойства при нагреве до 400° . Тормозной барабан должен хорошо отводить тепло, обладать малым весом. Колодки изготавливаются из чугуна. К рабочим поверхностям колодок приклеивают или приклепывают фрикционные накладки, которые представляют собой многослойную ткань из асбестовой нити с включением латунной или медной проволоки. Применяется также лента из асбестовой ткани, пропитанной бакелитовой смолой, с включением в нее медной или латунной проволоки. Тормозные барабаны обычно изготавливаются литыми из простого или легированного чугуна. Барабаны делают также комбинированными, т. е. состоящими из стального штампованного диска и чугунного обода, соединяемых

вместе при отливке. Величина зазора между колодками и тормозным барабаном 0,25 мм и меньше, а при значительных износах может достигать 1—1,5 мм.

Время срабатывания тормозного привода от момента нажатия на педаль тормоза (t_1) до начала действия тормозных механизмов (t_2) — $\Delta t = t_2 - t_1 = 0,01 \div 0,02$ сек.

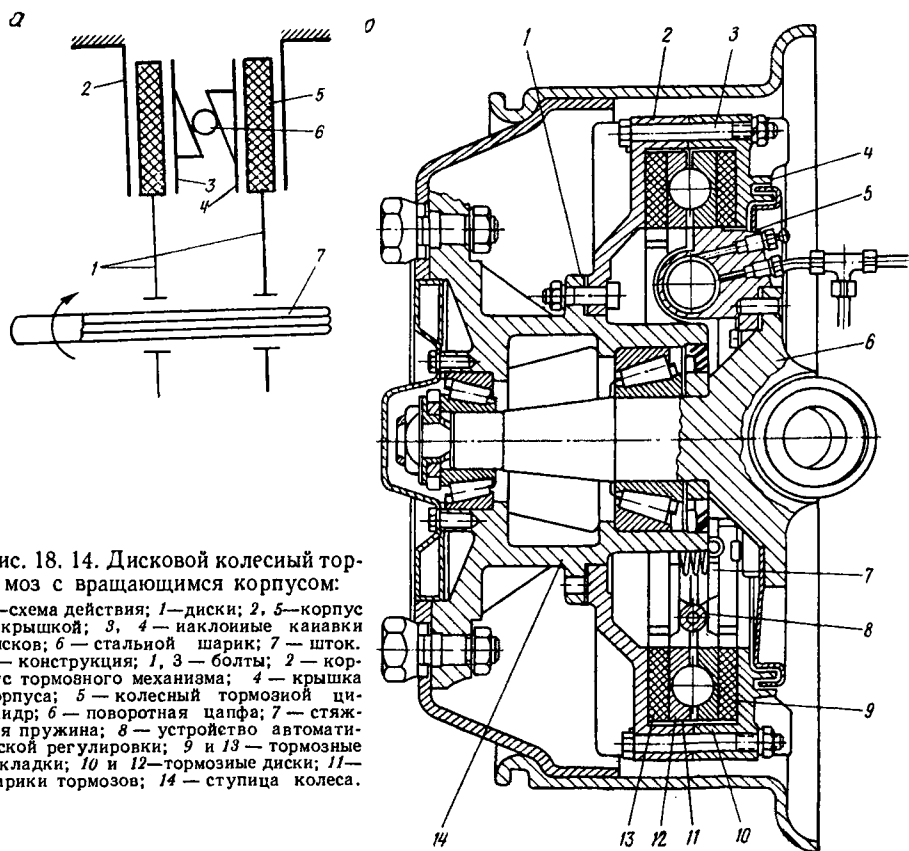


Рис. 18. 14. Дисковой колесный тормоз с вращающимся корпусом:

а — схема действия; 1 — диски; 2, 5 — корпус с крышкой; 3, 4 — наклонные канавки дисков; 6 — стальной шарик; 7 — шток. б — конструкция; 1, 3 — болты; 2 — корпус тормозного механизма; 4 — крышка корпуса; 5 — колесный тормозной цилиндр; 6 — поворотная цапфа; 7 — стяжная пружина; 8 — устройство автоматической регулировки; 9 и 13 — тормозные накладки; 10 и 12 — тормозные диски; 11 — шарики тормозов; 14 — ступица колеса.

Дисковые колесные тормоза пришли на смену колодочным барабанного типа, которые из-за нагрева деталей не обеспечивают эффективного действия. После нескольких энергичных торможений сильно изменяется тормозной момент ввиду изменения коэффициента трения между тормозными накладками и барабаном.

В дисковом колесном тормозе (рис. 18.14) к ступице колеса прикреплен чугунный корпус с крышкой, внутри которого помещается тормозной механизм. Диски с фрикционными накладками, стянутые пружинами, расположены между трущимися поверхностями корпуса и крышки. В наклонных канавках дисков находятся стальные шарики. Привод тормозов может быть механический (посредством системы рычагов) или гидравлический (с помощью двух

колесных тормозных цилиндров). На рис. 18.15 приведена схема двухдискового тормоза, принцип работы которого состоит в следующем. При нажатии на тормозную педаль в цилиндры поступает жидкость, под давлением которой штоки поворачивают нажимные диски 1 и 2 в противоположные стороны на некоторый угол. Под действием сил трения нажимные диски передвигаются в направлении вращения вала. Выступ 6 на одном из нажимных дисков упирается в кронштейн 5 корпуса 3 тормоза. Второй диск при этом может повернуться на некоторый угол относительно первого неподвижного диска. Под воздействием нажимного устройства, состоящего из шариков 4, заложенных в наклонные канавки на торцовых поверхностях нажимных дисков, последние раздвигаются и прижмут ведомые диски 7 к тормозным поверхностям неподвижного корпуса тормоза. За счет увеличения числа дисков, т. е. увеличения поверхности трения, можно уменьшить диаметр тормозов.

В тормозном механизме предусмотрена автоматическая регулировка зазора между трущимися поверхностями. Дисковые тормоза обеспечивают более плавное торможение и меньшее давление на накладку, чем в колодочных тормозах, при меньшей температуре нагрева тормозов.

На рисунке показаны силы, действующие на элементы дискового тормоза. Сила P , необходимая для включения тормоза, определяется из выражения

$$P = \frac{M_T}{4\mu R_{cp}} \left(1 + \mu_1 \mu \frac{R_{cp}}{r} \right) (\operatorname{tg} \alpha - \mu),$$

где M_T — тормозной момент при четырех поверхностях трения: $M_T = 2\mu Y_1 R_{cp} + 2\mu Y_2 R_{cp}$; Y_1 и Y_2 — реакции со стороны корпуса тормоза на диски; R_{cp} — средний радиус тормозных дисков; μ — коэффициент трения тормозных дисков; μ_1 — коэффициент трения между выступом нажимного диска и выступом корпуса; r — расстояние от оси тормоза до выступа корпуса; μY_1 и μY_2 — силы трения на тормозных дисках; N — нормальная реакция шариков нажимного устройства на стенки канавок; $\mu_1 H$ — сила трения между нажимным диском и выступом корпуса.

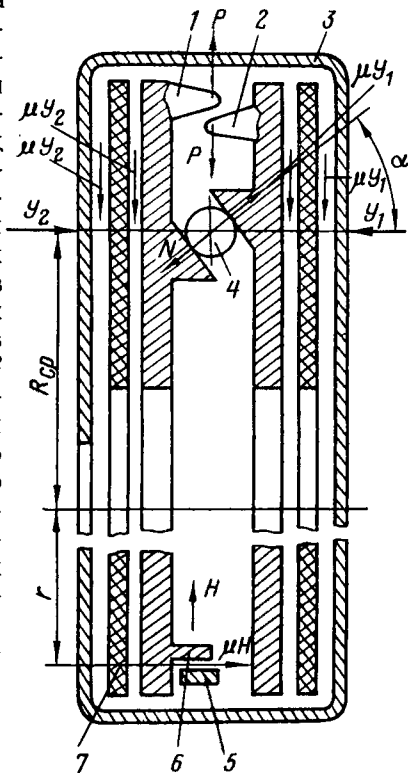


Рис. 18.15. Схема дискового тормоза с вращающимися тормозными дисками.

Условием самоторможения будет значение $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\mu} \leq 1$. И наоборот, самоторможения не будет, если $\operatorname{tg} \alpha > \mu$. Угол α принимается равным $35 \div 40^\circ$.

Удельные давления на поверхности трения в зависимости от значения сил Y_1 и Y_2 будут различными:

$$q_1 = \frac{Y_1}{2\pi R_{\text{ср}} b}; \quad q_2 = \frac{Y_2}{2\pi R_{\text{ср}} b},$$

где b — ширина тормозного диска.

18.7. Тормозной привод

Автомобили снабжаются двумя независимо действующими тормозами. *Основной тормоз*, действующий на задние и передние колеса, приводится от ножной педали. *Вспомогательный тормоз*, действующий только на задние колеса или на трансмиссию, приводится от ручного рычага. Тормозная система состоит из тормозного механизма (тормозов), действующего непосредственно на вращающуюся часть шасси, и тормозного привода, служащего для приведения в действие тормозного механизма.

Ручные тормоза имеют механический привод, а ножные — гидравлический, пневматический или пневмогидравлический. Колесные тормоза приводятся в действие путем нажатия водителем на ножную педаль. Усилие на педали ножного тормоза не должно превышать 60 кг, а усилие на рукоятке ручного тормоза — 8 кг. Ход педали составляет 180—200 мм, а перемещение рукоятки рычага — не более 300 мм.

Передаточное число привода есть отношение суммы сил, приложенных на тормозных колодках, к силе, приложенной к педали или рычагу тормоза:

$$i = \frac{P_1 + P_2}{P}.$$

Каждый из рычажных узлов имеет свое передаточное число, равное отношению плеч приложения сил. Общее передаточное число равно произведению передаточных чисел отдельных узлов передачи: $i = i_1 i_2 i_3 \dots$

Гидравлический привод. Привод получил распространение на легковых и грузовых автомобилях небольшой грузоподъемности. Он обеспечивает плавность передачи тормозной силы и равномерность ее распределения на все колеса, обладает высоким к.п.д. Однако при гидравлическом приводе невозможно получить большое передаточное число. Его к.п.д. сильно снижается при температуре ниже -20° из-за повышения вязкости тормозной жидкости.

Схема гидравлического привода приведена на рис. 18.16. При нажатии на педаль в главном тормозном цилиндре перемещается поршень, вытесняя жидкость по трубопроводам и шлангам к тормозным цилиндрам. Под давлением тормозной жидкости, которое достигает 70—100 кг/см², поршни колесных цилиндров разводят

тормозные колодки и прижимают их к тормозным барабанам. После прекращения нажатия на педаль давление жидкости в тормозной системе падает и поршни под действием стяжных пружин возвращаются в начальное положение, а вытесняемая ими жидкость перетекает обратно в главный цилиндр и резервуар. Чтобы избе-

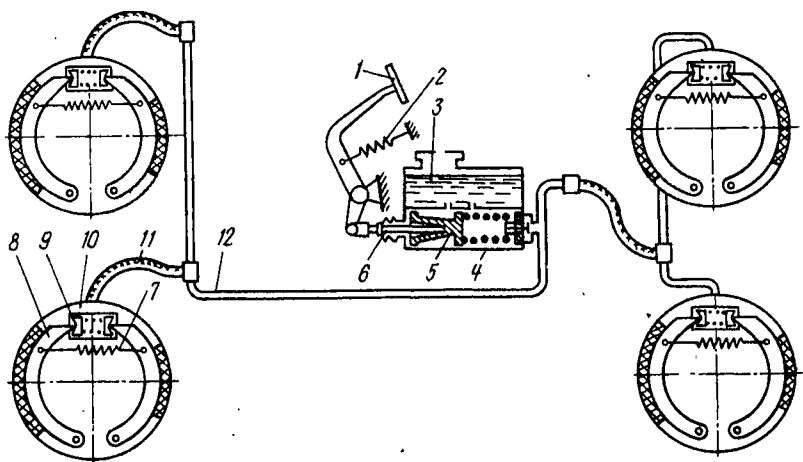


Рис. 18.16. Схема гидравлического привода тормозов:

1 — педаль управления; 2 — пружина педали; 3 — резервуар тормозной жидкости; 4 — главный тормозной цилиндр; 5 — поршень главного тормозного цилиндра; 6 — толкатель поршня; 7 — стяжная пружина колодок; 8 — тормозные колодки; 9 — поршень колесного тормозного цилиндра; 10 — колесный тормозной цилиндр; 11 и 12 — шланги и трубопроводы.

жать возможного подсоса воздуха в систему, в магистрали и тормозных цилиндрах поддерживается избыточное давление 0,4—0,6 кг/см². Давление жидкости в колесных цилиндрах прямо пропорционально усилию, приложенному водителем к педали тормоза. Передаточное число тормозной системы равно произведению передаточных чисел гидравлической системы и механической части привода: $i = i_{г.с} \cdot i_{м.г.}$. Для гидравлической системы

$$i_{г.п} = \left(\frac{d_{т.ц}}{d_{р.ц}} \right)^2,$$

где $d_{т.ц}$ — диаметр тормозного цилиндра, см; $d_{р.ц}$ — диаметр главного цилиндра, см.

При гидравлическом приводе правильное распределение тормозных усилий между передними и задними колесами достигается подбором соответствующих диаметров тормозных цилиндров.

Тормозная жидкость должна быть текучей, мало изменять вязкость с изменением температуры, иметь высокую температуру кипения и низкую температуру застывания, не разрушать резиновые детали и не вызывать коррозию металлов.

Нефтяная тормозная жидкость ГТН обладает хорошими вязкостно-температурными и удовлетворительными смазочными свойствами. Эту жидкость можно применять в тормозных системах,

оснащенных масло-морозостойкой резиной, так как она способна разрушать детали из обычной резины.

Спирто-каستоровые жидкости БСК и ЭСК обладают хорошими смазывающими свойствами, не вызывают коррозии металлических деталей и не разрушают резиновых деталей. Однако эти жидкости имеют неудовлетворительные вязкостно-температурные свойства, поскольку при температуре окружающего воздуха

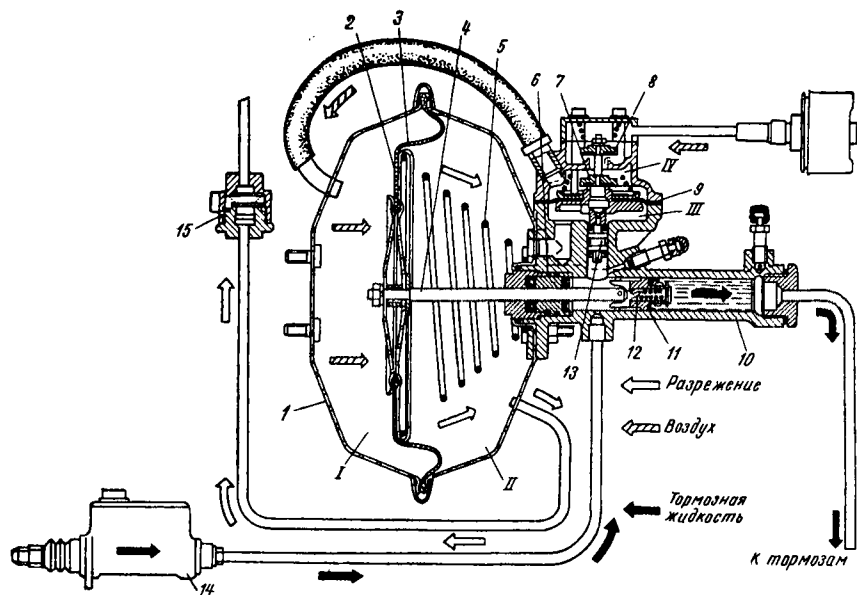


Рис. 18.17. Схема гидровакуумного усилителя тормозов:

1 — корпус камеры; 2 — диафрагма; 3 — тарелка диафрагмы; 4 — толкатель поршня; 5 — пружина; 6 — уплотнитель; 7 — вакуумный клапан; 8 — воздушный клапан; 9 — клапан управления; 10 — цилиндр; 11, 12 — поршень и клапан поршня; 13 — поршень клапана управления; 14 — главный тормозной цилиндр; 15 — впускной клапан; I и II — полости камеры, разделенные диафрагмой; III и IV — полости клапана управления.

—20°С и ниже вымерзает касторовое масло и теряется подвижность жидкости. В жаркое время из-за низкой температуры кипения спирта образуются паровые пробки. Спирто-касторовые жидкости рекомендуются для применения в средней полосе СССР.

Гликолевая тормозная жидкость ГТЖ-22 имеет удовлетворительные вязкостно-температурные свойства, но обладает плохими смазывающими свойствами. Поэтому перед заправкой жидкостью тормозной системы тормозные цилиндры смазываются касторовым маслом или жидкостью БСК.

Смешивание в гидравлическом приводе жидкостей, изготовленных на разных основах, приводит к их расслоению и потере основных эксплуатационных свойств.

Для облегчения управления в систему гидравлического привода легковых автомобилей высшего класса и некоторых грузовых автомобилей включается вакуумный или гидровакуумный усили-

тель, действующий за счет разрежения во впускном трубопроводе двигателя.

Гидровакуумный усилитель (рис. 18.17) состоит из вакуумной камеры с диафрагмой и пружиной, гидравлического цилиндра и поршня, снабженного шариковым клапаном, атмосферного клапана и клапана разрежения. Вакуумная камера имеет две полости, одна из которых соединена шлангом с полостью атмосферного клапана, а вторая через запорный клапан — с впускным трубопроводом двигателя.

При расторможенном автомобиле и работающем двигателе разрежение из впускного трубопровода передается в полости клапанов и гидроусилителя. При этом давление по обе стороны диафрагмы усилителя одинаковое, и она остается неподвижной.

При торможении усилие от педали передается тормозной жидкости главного цилиндра, которая, проходя через шариковый клапан и поршень, поступает в гидравлический цилиндр и далее по трубопроводам к колесным тормозным цилиндрам. При возрастании давления в процессе торможения жидкость преодолевает усилие пружины и закрывает клапан разрежения. Полости клапана разобщаются, открывается атмосферный клапан, и воздух через фильтр по шлангу поступает в левую полость усилителя. Под давлением воздуха диафрагма выгибается, перемещая толкатель, который действует на поршень гидравлического цилиндра и усиливает давление жидкости в трубопроводах.

При оттормаживании давление между главным цилиндром и шариковым клапаном управления снижается, пружина клапана возвращается в исходное положение, гидравлический поршень и атмосферный клапан закрываются, а клапан разрежения открывается, что создает одинаковое давление в полостях усилителя и клапанов. Под действием пружины диафрагма отходит влево, возвращаясь с толкателем в исходное положение, поршень гидравлического цилиндра доходит до упора в поршне и открывает шариковый клапан. Вытесненная во время торможения жидкость возвращается обратно в главный цилиндр и тормозная система полностью растормаживается.

Пневматический привод. Привод получил наибольшее распространение на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. В пневматическом приводе используется энергия сжатого воздуха. Эффективное торможение обеспечивается при небольшом усилии нажатия на педаль (15 кг). Сжатый воздух используется и для накачки шин.

На рис. 18.18 представлена схема пневматического привода тормозов. Компрессор, приводимый в действие от двигателя, нагнетает воздух в ресивер, давление в котором 7—8 кг/см² автоматически поддерживается регулятором. Из ресивера сжатый воздух поступает к тормозному крану, управляемому педалью тормоза. При нажатии на педаль кран управления открывает впускной клапан и сжатый воздух под давлением 4 атм поступает в тормозные камеры. Под давлением воздуха диафрагма тормозной камеры

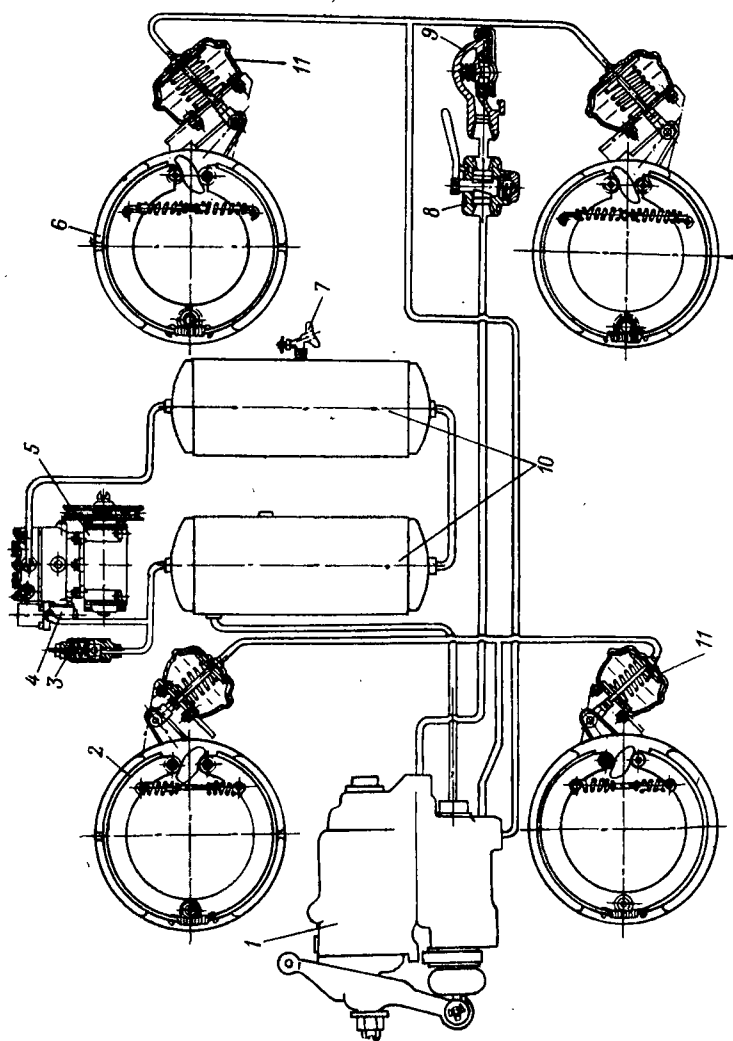


Рис. 18.18. Схема пневматического привода тормозов:

1 — тормозной кран; 2, 6 — передние и задние колесные тормоза; 3 — предохранительный клапан; 4 — регулятор давления; 5 — компрессор пневмопривода тормозов; 7 — кран отбора воздуха; 8, 9 — разобщительный кран и соединительная головка для присоединения привода тормозов прицепа; 10 — воздушные баллоны; 11 — тормозные камеры.

прогибается и перемещает шток, который при помощи вилки и рычага поворачивает тормозной кулак, раздвигающий колодки. Рычаг свободно насажен на валик кулака и связан с ним посредством червячной передачи. Такое устройство дает возможность осуществлять регулирование тормозного механизма.

Комбинированный тормозной кран (рис. 18.19) устанавливается на автомобилях, работающих с прицепом. Кран состоит из двух

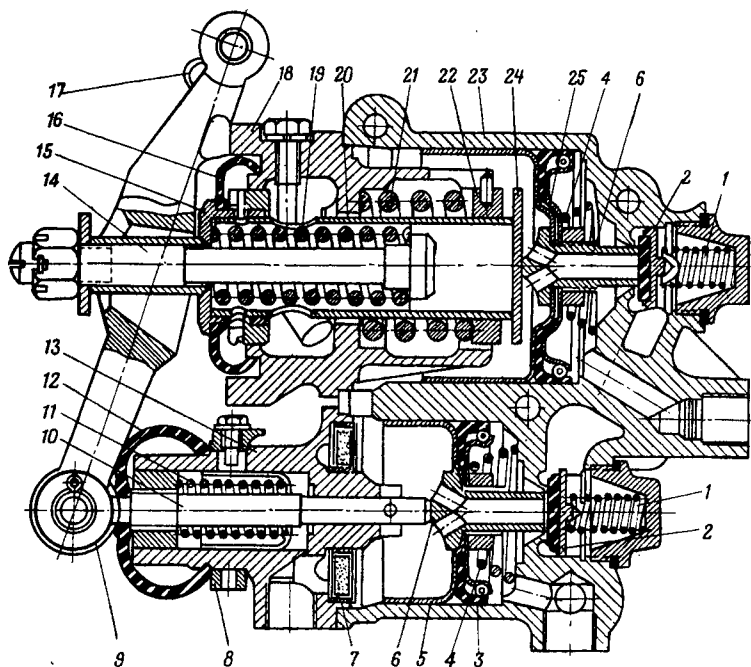


Рис. 18.19. Схема тормозного крана:

1, 2 — пружины и клапаны; 3 — манжета поршня нижнего и верхнего цилиндров; 4 — возвратная пружина поршня; 5, 25 — поршни нижнего и верхнего цилиндров; 6 — штоки поршней; 7 — фильтр; 8 — регулировочное кольцо опережения торможения прицепа; 9, 10 и 11 — рычаг, шток и пружины штока нижнего цилиндра; 12, 16 — нижний и верхний защитные чехлы; 13, 18 — крышки нижнего и верхнего цилиндров; 14, 15 и 19 — тяга верхнего цилиндра, регулировочная гайка и пружина тяги; 17 — рычажок ручного привода; 20, 21 — трубка уравновешивающей пружины и пружины; 22 — упорная гайка; 23 — корпус тормозного крана; 24 — упорная пластина.

секций с общим приводом. Одна секция обеспечивает управление тормозами автомобиля, вторая — тормозами прицепа. При оттормаживании впускной клапан в секции тормозов прицепа открыт и сжатый воздух из баллонов поступает в воздушную магистраль прицепа. При достижении давления в магистрали прицепа $4,8\text{--}5,3 \text{ кг/см}^2$ уравновешивающая пружина в стакане сжимается и впускной клапан перекрывает воздушную магистраль прицепа. При этом впускной клапан, управляющий тормозами автомобиля, закрыт, а выпускной открыт с помощью рычагов, и воздух к тормозным камерам автомобиля не поступает.

При торможении усилие от тормозной педали передается на рычаг, который, перемещая шток, сжимает уравнивающую пружину, седло отходит от выпускного клапана тормозов прицепа и через окно тормозного крана воздух выходит из магистрали прицепа в атмосферу. Во время понижения давления в магистрали срабатывает установленный на прицепе воздухораспределитель и приводит тормоза прицепа в действие.

Нижний конец рычага нажимает на второй рычаг, связанный с ним, который передвигает стакан с уравнивающей пружиной, закрывающей выпускной клапан секции торможения автомобиля и открывает впускной клапан. При этом сжатый воздух из баллонов поступает в тормозные камеры автомобиля.

При оттормаживании автомобиля усилие с педали снимается, уравнивающая пружина перемещает шток в исходное положение, выпускной клапан секции тормозов прицепа закрывается, а впускной — открывается. В воздухораспределитель поступает из магистрали сжатый воздух, и прицеп оттормаживается. В секции, управляющей тормозами автомобиля, закрывается впускной клапан и открывается выпускной клапан, сжатый воздух из тормозных камер выходит в атмосферу, и тормоза автомобиля оттормаживаются.

Одинерный тормозной кран служит для управления колесными тормозами автомобиля, работающего без прицепа. Кран обеспечивает следующее действие за тормозами в зависимости от усилия, приложенного к тормозной педали. Водитель, нажимая на педаль тормоза, чувствует противодействие сжатого воздуха, и чем сильнее он нажимает на педаль, тем больше сила сопротивления. Это происходит потому, что сжатый воздух, поступающий из баллона в полость крана, оказывает противодействие на диафрагму следящего механизма. Противодействие будет тем сильнее, чем больше открыт впускной клапан, т. е. чем резче водитель нажимает на тормозную педаль. Если противодействие больше усилия, передаваемого от педали тормоза на стакан уравнивающей пружины следящего механизма, то диафрагма прогибается в сторону стакана и сжимает пружину. Клапан закрывается, и прекращается подача воздуха в тормозные камеры. Давление в них остается прежним, и тормозное усилие не будет расти.

В некоторых автомобилях (например, «Урал-377») применяется *комбинированный гидропневматический привод*. Он состоит из системы гидравлического привода, в которую включен пневматический усилитель. Пневмогидравлический привод сокращает время срабатывания тормозов, что очень важно для большегрузных машин, оснащенных пневматическим приводом тормозов.

18.8. Неисправности тормозного управления

Неисправности проявляются в увеличении длины тормозного пути и заносах машины при торможении. Это вызывается износом тормозных обкладок и барабанов, их замасливанием, нарушением

зазоров между колодками и барабанами и др. При гидравлическом приводе неисправности могут вызываться подтеканием тормозной жидкости, ее недостаточным или недопустимо высоким уровнем и попаданием в систему воздуха. В результате тормоза начинают действовать только после нескольких нажатий на педаль.

При пневматическом приводе неисправности являются результатом утечки воздуха через неплотные соединения, падения давления в системе ниже нормального и произвольного притормаживания при неплотной посадке клапанов управления.

Средняя величина зазора между колодками и тормозным барабаном в средней части колодки составляет 0,15—0,45 мм, а для ленточных тормозов — 1,5—2,5 мм. Правильно отрегулированная тормозная система должна тормозить одновременно все тормозные колеса при свободном ходе педали не более 15—25 мм, быстро и полно включать и выключать тормоза. Предохранительный клапан отрегулирован так, что открывается при достижении давления в системе 9—9,5 кг/см².

ГЛАВА 19. ЭКИПАЖНАЯ ЧАСТЬ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

19.1. Экипажная часть

Экипажная часть современных локомотивов состоит из главной рамы, тележек с колесными парами, буксами и рессорами, ударно-тяговых приборов, тормозной рычажной передачи и кузова. Конструкция узлов экипажа оказывает большое влияние на плавность хода локомотива и вписывание его в кривые, на величину и характер усилий, действующих на локомотив и рельсы, на безопасность движения поездов.

Главная рама локомотива — один из самых тяжелых и громоздких узлов. Чтобы не допустить нарушения соосности связанных с дизелем агрегатов, рама тепловоза должна обладать большой жесткостью. Рама состоит из двух продольных хребтовых балок двутаврового сечения и ряда поперечных соединений из швеллеров. К хребтовым балкам приварены горизонтальные настильные листы. По концам балок укреплены стяжные ящики, в переднем помещается автосцепка, в заднем — сцепной крюк и буфер. На раме расположены обносные швеллеры для крепления кузова локомотива. Снизу между хребтовыми балками вварены две (или четыре) сферические опорные пяты, которыми рама опирается на сферические подпятники тележек с роликовыми возвращающими устройствами. Тяговые усилия тележек передаются к главной раме через центральные шкворни, вокруг которых тележки могут поворачиваться в кривых (до $3-4^\circ$).

Локомотивы имеют двухосные и трехосные тележки. Узкоколейные локомотивы выпускаются с двухосными тележками. Опорно-возвращающее устройство, связывающее главную раму с рамами тележек, обеспечивает разную степень свободы перемещения тележки относительно кузова. Тележка (рис. 19.1) состоит из рамы, колесных пар с буксами, рессорного подвешивания и тормозного оборудования. Рама является самой крупной деталью каждой тележки. Она служит для передачи и распределения вертикальной нагрузки между колесными парами посредством рессорного подвешивания. Кроме того, рама воспринимает тяговые и тормозные усилия и передает их на ударно-тяговые приборы, а при прохождении кривых на раму действуют и боковые усилия. Боковины имеют буксовые вырезы, к которым приварены стальные литые челюсти для размещения букс колесных пар. Буксовые вырезы снизу соединяются подбуксовыми связями (струнками), усиливающими раму.

Буксы предназначены для передачи подрессоренного веса локомотива на оси колесных пар. Кроме того, при движении локомотива они воспринимают от колесных пар и передают на раму тяговые и тормозные усилия. При движении локомотива на кривых буксы воспринимают и передают раме горизонтальные усилия, возникающие от действия центробежных сил. Они воспринимают также вертикальные динамические силы от неровностей пути. Буксы выполняются двух типов: для подшипников скольжения и для подшипников трения качения (роликовые подшипники). Букса

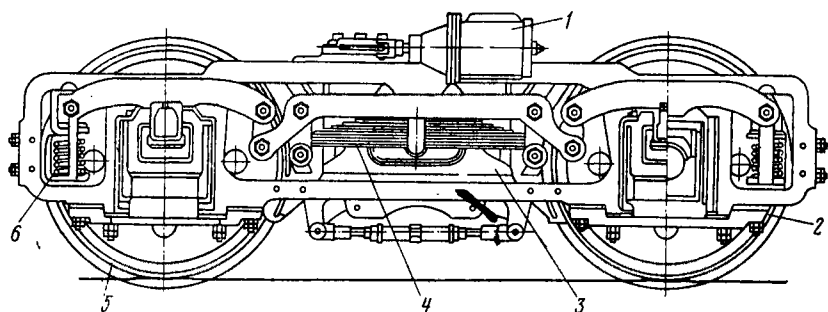


Рис. 19.1. Тележка экипажной части:

1 — тормозной цилиндр; 2 — буксовая струнка; 3 — шкворневая балка; 4 — листовая рессора; 5 — колесная пара; 6 — цилиндрические концевые пружины.

первого типа состоит из стального корпуса, в который вставляется бронзовый подшипник (залитый баббитом), опирающийся на шейку оси. Ось трется о него при движении локомотива. Подбуксовая коробка, заполненная промасленной в мазуте войлочной или шерстяной набивкой, служит для смазки шейки снизу, предохраняя ее от попадания пыли, песка и влаги. Букса второго типа представляет собой литую или цельнокованую коробку (корпус) с роликовыми подшипниками, укрепленными на шейке оси. Во внутреннюю полость корпуса заливается масло.

На боковых сторонах корпуса буксы имеются направляющие пазы с укрепленными на них наличниками. Букса вставляется в буксовый вырез и получает возможность перемещаться относительно рамы. Это обеспечивает подвижную связь колесной пары с рамой и облегчает восприятие сил, действующих на буксу.

Колесные пары (рис. 19.2) являются одним из самых ответственных устройств локомотива, так как от их состояния зависит безопасность движения поездов. Они воспринимают нагрузку от веса локомотива, удары со стороны пути и сами жестко воздействуют на путь. У тепловозов с электрической передачей и электровозов, кроме того, на оси передается вращающий момент тяговых двигателей и часть их собственного веса (в зависимости от принятого способа подвешивания). На осях движущих колесных пар установлены ведомые цилиндрические или конические шестерни осевых редукторов.

На ось колесной пары напрессованы дисковые колесные цен-

тры, отлитые из стали. Применяются цельнокатанные колеса, вес которых значительно меньше стальной отливки. Бандажи — сменная деталь локомотивных колесных пар. Они изготавливаются из специальной бандажной стали, хорошо сопротивляющейся истиранию. По внешнему кругу бандаж имеет реборду, предохраняющую колеса от схода с рельс. Наружная поверхность бандажа коническая, с конусностью 1:20, что снижает проскальзывание колес

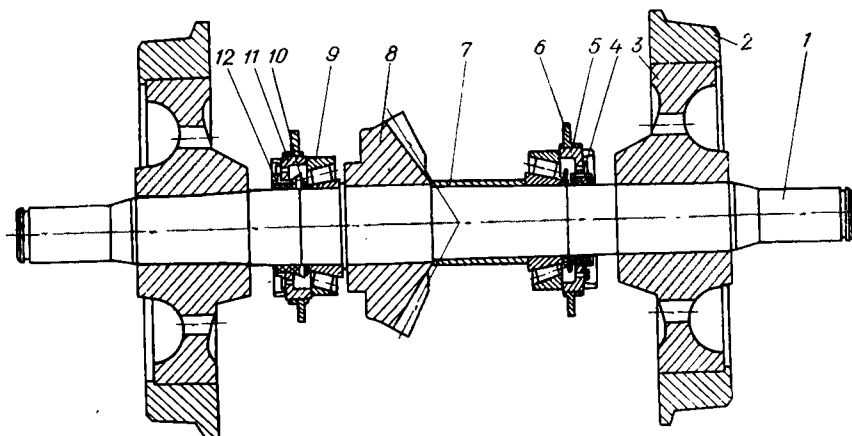


Рис. 19.2. Колесная пара тепловоза:

1 — ось; 2 — бандаж колеса; 3 — колесный центр; 4, 5 — корпус и крышка сальника; 6 — крышка подшипника; 7 — втулка распорная; 8 — ведомое колесо осевого редуктора; 9 — роликоподшипник конический; 10 — маслоотражатель; 11, 12 — сальники.

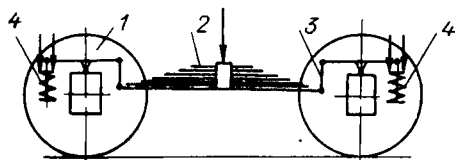


Рис. 19.3. Схема рессорного подвешивания локомотива:

1 — балансиры; 2 — рессора; 3 — подвески; 4 — пружины.

в кривых. Соединение бандажа с колесным центром обеспечивается горячей посадкой с натягом 1—1,5 мм на 1000 мм диаметра центра. Бандажи нагреваются до температуры 250—300°.

Схема рессорного подвешивания показана на рис. 19.3. Нагрузка от рамы тележки через листовые рессоры, пружины, балансиры и опоры передается на буксы. Пружины, рессоры и балансиры образуют *рессорное подвешивание* локомотива, которое служит для передачи веса локомотива на шейки осей, правильного распределения статических и динамических нагрузок между осями, а также для смягчения толчков и ударов, получаемых колесами при движении по стыкам рельсов, стрелкам, крестовинам и другим неровностям пути. Рессоры являются упругим звеном, смягчающим удары. Каждая опора нагружает пружины, которые в свою очередь передают нагрузку на листовые рессоры. Различают

независимое и сопряженное подвешивание локомотивов. При *независимом подвешивании* рама опирается на буксы посредством отдельных, не связанных между собой рессор и развеска получается статически неопределимой. *Сопряженное рессорное подвешивание* улучшает развеску локомотива по колесам. При этом рессоры с помощью балансиров объединяются в группы, где колеса имеют равные нагрузки. Рессорное подвешивание обеспечивает трение в пределах 5—6% обрессоренного веса. Жесткость рессор локомотивов находится в пределах 80—125 мм, а прогиб — в пределах 30—40 мм. Норма статического прогиба рессоры будет удовлетворительной по динамическому воздействию на путь, если по абсолютной величине она равна конструкционной скорости ($f \text{ мм} = v_{\text{д}} \text{ км/ч}$).

Ударно-тяговые приборы (буферы и автосцепка) предназначены для соединения локомотива с подвижным составом и смягчения ударов при соударении, резком рывке или торможении локомотива.

Ударно-тяговый прибор состоит из центрального буфера, объединенного со сцепной стяжкой. Внутри буферного стакана помещается спиральная пружина-амортизатор. На буферном стержне укреплено коромысло, на одном конце которого расположен крюк, а на другом — трехзвенная цепь. При помощи цепи локомотив сцепляется с крюком однотипного прибора первого вагона.

Автосцепка широко используется на железнодорожном транспорте и обеспечивает автоматическое сцепление двух единиц подвижного состава при их столкновении. Автосцепка предназначена для передачи продольных усилий поезда, а также для обеспечения взаимного перемещения подвижного состава при движении по ломаному профилю и кривым участкам пути.

19.2. Управление локомотивов

К управлению электроподвижным составом относятся: пуск, регулирование скорости, изменение направления движения и электрическое торможение. Все эти операции выполняются с помощью соответствующих приборов и аппаратов, производящих переключения в цепи тяговых двигателей. При непосредственной системе управления на электроподвижном составе небольшой мощности электрические приборы, которые производят переключения в цепи двигателей, приводятся в действие вручную. На электроподвижном составе магистральных дорог аппараты силовой цепи снабжены электропневматическим или электромагнитным приводом с управлением ими на расстоянии посредством низковольтных аппаратов (дистанционное управление).

Основным прибором управления электровозом является контроллер машиниста, служащий для управления аппаратами силовых цепей тяговых двигателей (рис. 19.4). Контроллер машиниста приводится в действие несколькими рукоятками, которые связаны механическими блокировками. *Главная рукоятка* предназначена для пуска и переключения тяговых двигателей с одного соединения

на другое. *Съемная реверсивная рукоятка* служит для изменения движения электровоза. При помощи рукоятки ослабления поля осуществляется управление ослаблением поля тяговых двигателей.

Механическая блокировка определяет последовательность переключения различных рукояток. Например, главную рукоятку можно перевести из нулевого положения только после постановки

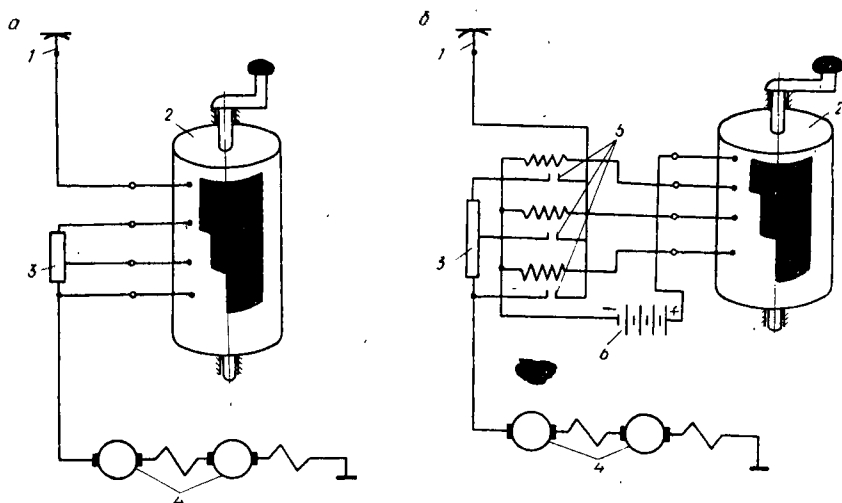


Рис. 19.4. Принципиальные схемы управления тяговыми двигателями электровоза:

а — схема системы непосредственного управления электроподвижным составом; *б* — схема системы косвенного управления; 1 — пантограф; 2 — контроллер машиниста; 3 — пусковые сопротивления; 4 — тяговые электродвигатели; 5 — индивидуальные контакторы; 6 — аккумуляторная батарея.

реверсивной рукоятки в положение «Вперед» или «Назад», а реверсивная переводится только при нахождении главной рукоятки в нулевом положении. Рукоятку в позицию ослабленного поля можно поставить в том случае, если главная рукоятка находится на одной из ходовых позиций. Для управления электрическим тормозом контроллер машиниста имеет дополнительные рукоятки, также с механическими блокировками. *Тормозная рукоятка* предназначена для регулирования возбуждения возбuditеля, а *селективная* — для выбора соединения двигателей при рекуперации.

Переключающие устройства контроллеров выполняются барабанного и кулачкового типа. В барабанном переключающем устройстве контактные пальцы, соединенные с проводами управления, замыкаются и размыкаются сегментами при повороте барабана на определенный угол. В кулачковом устройстве замыкание и размыкание производится контакторными элементами под воздействием кулачковых шайб, закрепленных на валу. Кроме контроллеров, имеются кнопочные выключатели пантографов, контакторов вспомогательных машин, отопления, освещения и сигнальных огней.

Управление тепловозом с электрической передачей осуществляется контроллером машиниста. Контроллер имеет главную и реверсивную (съёмную) рукоятки, механически заблокированные между собой. Реверсивная рукоятка совместно с реверсором служит для изменения направления движения тепловоза. Одновременно она является ключом, без которого нельзя включить электрическую схему и привести в движение тепловоз. *Главной* рукояткой производят переключения в цепях управления при трогании с места, регулировании мощности и чисел оборотов дизеля. На тепловозе ТУ-2 главная рукоятка имеет одно холостое и восемь рабочих позиций. На нулевой, первой и второй позициях включается вентиль первого цилиндрика электропневматического механизма центробежного регулятора, создавая предварительную затяжку пружины центробежного регулятора. Это обеспечивает запуск дизеля и его холостой ход. На восьмой позиции главной рукоятки контроллера все три цилиндрика механизма приводятся в рабочее состояние и дизель развивает максимальное число оборотов.

Переводом реверсивной рукоятки в крайнее положение включаются электромагнитные клапаны переднего или заднего хода, пропускающие в электропневматический механизм сжатый воздух, который поворачивает в нужном направлении сегментный барабан реверсора. При этом происходит переключение концов обмоток возбуждения главных полюсов тяговых двигателей. В обмотках изменяется направление тока при сохранении прежнего направления тока в цепи якоря. В связи с этим изменяется направление вращения тяговых двигателей и движение тепловоза.

Контроллер машиниста *тепловоза с гидропередачей* отличается от рассмотренного контроллера тепловоза с электрической передачей пневматическим приводом регулятора дизеля, наличием дополнительной блокировки режима и реверса и связью с системой автоматики гидропередачи. Воздушный редуктор связан зубчатой передачей с валом контроллера машиниста. Поворотом рукоятки контроллера усиливается затяжка пружины редуктора, изменяющего давление воздуха в приводе регулятора. Блокирующее устройство не позволяет переключать реверс и режим во время движения тепловоза. Электроавтоматика переключения гидропередач маневровых тепловозов — двухимпульсная. Она срабатывает в зависимости от двух факторов: скорости вращения турбинного колеса, пропорциональной скорости движения тепловоза, и скорости вращения насосного колеса, которая пропорциональна скорости вращения дизеля. Последняя задается положением рукоятки контроллера машиниста.

Принципиальная схема *электроавтоматики переключения гидропередач* показана на рис. 19.5. Датчик 1 кинематически связан с колесными парами тепловоза и создает на выходе напряжение, пропорциональное скорости движения тепловоза. Это напряжение выпрямляется блоком 2, сглаживается фильтром (конденсатором) 3, подается на корректирующий реостат 4, кинематически связанный с контроллером машиниста. Реостат-потенциометр подобран

так, что напряжение, снимаемое с подвижного контакта датчика скорости на измерительное реле *РБС*, корректируется пропорционально числу оборотов вала дизеля. Включенный последовательно с катушкой реле *РБС* кремниевый стабилизатор *б* обеспечивает срабатывание и отключение реле в заданных расчетных точках. Эти точки на тяговой характеристике соответствуют моменту переключения гидропередачи с одного аппарата на другой пропорционально заданным оборотам дизеля и скорости движения тепловоза.

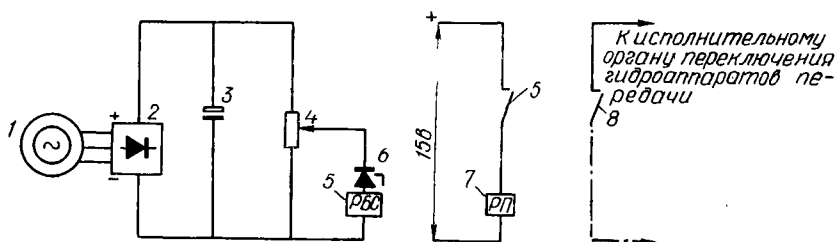


Рис. 19.5. Принципиальная схема электроавтоматики переключения гидропередач:

1 — датчик скорости движения тепловоза; 2 — выпрямительный блок (сглаживающий фильтр); 3 — конденсатор; 4 — корректующий реостат, связанный с контроллером машиниста; 5 — измерительное реле; 6 — кремниевый стабилизатор, обеспечивающий срабатывание и отключение реле; 7 — промежуточное реле, через которое переключаются гидравлические вентили наполнения гидроаппаратов.

При определенном положении реостата *4* напряжение датчика скорости достигает такой величины, при которой стабилизатор *б* переходит в состояние пробоя и реле *РБС* включается. При этом через промежуточное реле *РП* переключаются электрогидравлические вентили, управляющие наполнением гидроаппаратов. При снижении до установленной величины напряжения датчика скорости, подаваемого на стабилизатор *б* и катушку *РБС*, стабилизатор запирается, реле *РБС* отключается и происходит переход на работу гидроаппаратов в обратной последовательности. Системы автоматического переключения гидроаппаратов для различных тепловозов могут быть одинаковыми. Но они настраиваются на различные точки переходов в соответствии с их тяговыми характеристиками.

В схеме предусматривается аварийный переключатель, обеспечивающий переход на ручное включение гидроаппаратов. Тепловоз приводится в движение включением кнопки «Управление гидропередачей» и переводом штурвала контроллера машиниста в первое рабочее положение. При этом создается цепь питания электрогидравлического вентилля, дающего команду золотниковой коробке на заполнение первого гидротрансформатора. Гидропередача начинает работать в режиме первого гидротрансформатора.

При увеличении скорости тепловоза рукоятка контроллера переводится на высшие позиции и происходит автоматическое переключение гидроаппаратов передачи.

19.3. Торможение локомотивов

Тормоза обеспечивают безопасность движения. Тормозная сила служит для остановки поезда, поддержания нужной скорости движения на спусках и понижения скорости на предписанных участках пути. Тормозные силы — силы внешние, вызываются искусственно и регулируются по мере надобности. Они вызываются следующими способами: прижатием тормозных колодок к колесам — фрикционное торможение, превращением тяговых электродвигателей в генераторы с посылкой тока в сопротивление — реостатное торможение — или в токонесущий провод — рекуперативное торможение. Первый способ дает возможность получить большую тормозную силу при наименьших реакциях между тяговыми единицами и обеспечивает хорошую регулируемость тормозной силы. На локомотивах в основном применяется фрикционное торможение.

Схема действия сил на колесо локомотива при фрикционном торможении показана на рис. 19.6. При нажатии тормозных колодок (т. е. при приложении к колодке силы Y_k) между колодкой и бандажом колеса возникает сила $X_{тр} = Y_k \mu_k$, которая вызывает в точках опоры колеса на рельсы реакцию, равную силе трения и противоположно ей направленную. Тормозная сила действует до тех пор, пока не превысит силу сцепления $P_{сц} = G_k \phi$, после чего поезд начнет двигаться «юзом», при котором значительно снижается тормозной эффект и происходит интенсивное истирание поверхности рельса и бандажа колеса. Чтобы предотвратить это явление, т. е. чтобы при торможении колеса продолжали вращаться без скольжения, должно быть соблюдено следующее неравенство:

$$Y_k \mu_k \leq G_k \phi.$$

Откуда

$$Y_k \leq \frac{\phi}{\mu_k} G_k \leq G_k \delta_T.$$

Отношение силы нажатия тормозной колодки Y_k к весу G_k , приходящемуся на одно тормозное колесо, называется коэффициентом нажатия тормозных колодок δ_T :

$$\frac{\phi}{\mu_k} = \frac{Y_k}{G_k} = \delta_T.$$

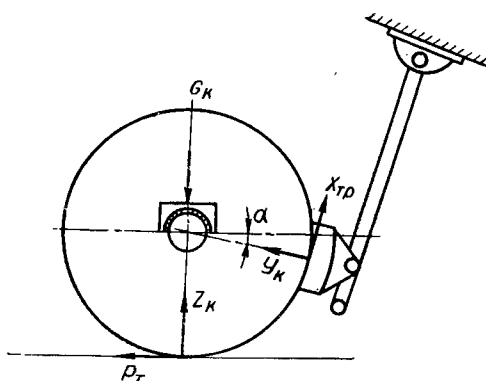


Рис. 19.6. Схема действия сил на колесо при торможении:

Y_k — сила нажатия тормозной колодки; $X_{тр}$ — сила трения между колодкой и бандажом; $P_T < G_k \phi$ — тормозная сила; Z_k — вертикальная реакция дороги; G_k — вес, приходящийся на колесо.

Наибольшая возможная (без юза) величина коэффициента нажатия зависит от состояния поверхностей рельсов, бандажей и колодок. Самым неблагоприятным, с точки зрения заклинивания колес, является случай совпадения минимума коэффициента сцепления колес φ с максимумом коэффициента трения колодок μ_k . Коэффициент трения с увеличением скорости повышается. При скоростях, близких к нулю, имеет место наибольшая опасность заклинивания колес. Максимальная сила нажатия тормозных колодок $Y_{k_{\max}}$ всегда должна быть меньше $G_k \delta_T$:

$$Y_{k_{\max}} \leq G_k \delta_T.$$

Коэффициент нажатия принимается равным: для колес локомотива — 0,35; для порожних вагонов — 0,6—0,7; для груженных вагонов — 0,8.

Полная тормозная сила складывается из тормозной силы локомотива и тормозных вагонов: $B_T = 1000 \sum Y_k \mu_k \text{ кГ}$.

Коэффициент трения между колодкой и бандажом колеса изменяется в зависимости от скорости движения v_d и может быть определен по формуле

$$\mu_k = 0,6 \frac{41 Y_k + 100}{250 Y_k + 100} \cdot \frac{v_d + 100}{5v_d + 100}.$$

При автоматическом торможении величина нажатия тормозных колодок на ось составляет: для локомотива — 10 т; для двухосного вагона — 7 т; при ручном торможении: для локомотива — 4 т; для двухосного вагона — 2 т.

Удельная тормозная сила — это сила, отнесенная к 1 т веса поезда:

$$b_T = \frac{B_T}{G + Q} = \frac{1000 \sum Y_k \mu_k}{G + Q} \text{ кГ/т}.$$

Отношение суммы нажатия тормозных колодок $\sum Y_k$ к весу поезда $G + Q$ называется *тормозным коэффициентом*:

$$v = \frac{\sum Y_k}{G + Q}.$$

Таким образом, удельная тормозная сила определяется из выражения $b_T = 1000 v \mu_k \text{ кГ/т}$. Максимального значения тормозной коэффициент достигает в том случае, если в поезде все оси тормозные и имеют одинаковый коэффициент нажатия δ_T . Тогда $v \leq \delta_T$ не превышает 0,7.

Тормозной коэффициент реализуется полностью только в случаях экстренного торможения. Обычно при подъезде к остановочным пунктам используется меньшее значение тормозного коэффициента, примерно 0,5 v . Под характеристикой обеспеченности поезда тормозами подразумевается число тонн нажатия тормозных колодок, приходящееся на каждые 100 т веса поезда. Эта характеристика определяет допустимые скорости поезда по тормозам на различных спусках. При движении заторможенного поезда по спуску на него действуют тормозная сила b_T , основное сопротивление ω_0 и сопротивление уклона i :

$$b_T + \omega_0 + i_k = 1000 v \mu_k + \omega_0 + i.$$

Количество тормозов в каждом поезде должно соответствовать весу поезда, принятой на данном участке скорости и руководящему спуску.

Тормозной путь $s_{\text{т}} = s_{\text{п}} + s_{\text{д}}$ состоит из подготовительного и действительного путей торможения. Подготовительный тормозной путь

$$s_{\text{п}} = \frac{v_{\text{н}} t_{\text{п}}}{3,6} \text{ м,}$$

где $v_{\text{н}}$ — наибольшая скорость во время торможения, км/ч;

$t_{\text{п}}$ — время подготовки к торможению, сек.

При *ручных тормозах* — $t_{\text{п}} = 25$ сек, $s = 7v_{\text{н}}$; при *автоматических* — $t_{\text{п}} = 12$ сек, $s_{\text{п}} = 3,33 v_{\text{н}}$; в случае обрыва части поезда — $t_{\text{п}} = 30$ сек, $s_{\text{п}} = 4,17 v_{\text{н}}$. Полная длина тормозного пути: при ручном торможении — 600 м, при автоматическом — 400 м.

Длина *расчетного тормозного пути* определяется по формуле

$$s_{\text{р}} = \frac{4,17 (v_{\text{н}}^2 - v_{\text{к}}^2)}{w_0 + i + b_{\text{т}}} \text{ м,}$$

где $v_{\text{н}}$ и $v_{\text{к}}$ — начальная и конечная скорости движения поезда при торможении.

При решении тормозных задач из четырех величин — v , $s_{\text{т}}$, $v_{\text{н}}$, $v_{\text{к}}$ — по трем заданным определяется одна. Если известны тормозные средства поезда — число тормозных осей, сила нажатия колодок, а следовательно, и значения расчетного тормозного коэффициента, то определяются тормозной путь и скорость. При известных длине тормозного пути и скоростях определяется тормозной коэффициент, т. е. тормозные средства, необходимые для торможения поезда при данных длине тормозного пути и скоростях движения.

19.4. Тормозные средства

Все локомотивы и большинство вагонов оборудуются механическими тормозами с ручным или пневматическим приводом. Локомотивы УЖД оборудованы двумя независимыми тормозами — пневматическим и ручным, действующими на все колеса. Пневматический тормоз является основным и предназначен для торможения как локомотива, так и состава во время движения. Ручной тормоз — резервный, он служит для затормаживания локомотива на стоянках и в случае отказа пневматического тормоза.

Пневматический тормоз тепловоза ТУ-4 (рис. 19.7) состоит из компрессора, ресиверов, тормозных цилиндров, кранов управления, фильтров, клапанов, предохранителей и трубопроводов. Необходимо усилие прижатия тормозных колодок к ободам колес осуществляется воздушным тормозным цилиндром через систему рычагов. Цилиндр состоит из чугунного корпуса с передней и задней крышками, внутри которого находятся поршень, жестко связанный со штоком, и отпуская пружина для возврата поршня при выпущенном воздухе, т. е. для ослабления прижатия тормоз-

ных колодок. На конец штока надета вилка, служащая для шарнирного соединения штока с рычажной передачей тормозов. В кабине машиниста установлены три крана управления: *передний* — кран машиниста, предназначенный для торможения состава; *средний тормозной* — для торможения тепловоза; *задний* кран — для пуска воздуха в пневматические песочницы.

Кран машиниста (рис. 19.8) состоит из трех частей: верхней — регулирующей, средней — уравнивающей и нижней — распределительной. На верхней части установлена ручка управления краном

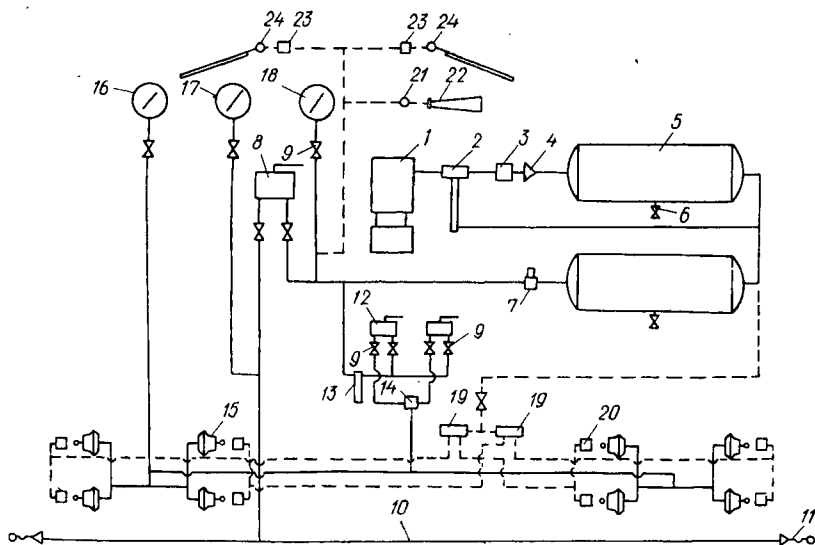


Рис.19. 7. Схема пневматической системы узкоколейного локомотива:

1 — компрессор; 2 — регулятор давления; 3 — фильтр-сборник; 4 — обратный клапан; 5 — главные резервуары; 6 — спускные краны для спуска конденсата; 7 — предохранительный клапан; 8 — кран машиниста; 9 — разобщительные краны для присоединения манометров к воздухопроводам кранов машиниста; 10 — поездная магистраль; 11 — пропускной клапан; 12 — клапан максимального давления; 13 — клапан переключающий; 14 — тормозные камеры; 15 — тормозные камеры; 16, 17, 18 — манометры: в тормозных камерах, в магистралях и главных резервуарах; 19 — электромагнитные клапаны переднего и заднего хода подвода воздуха к песочнице 20; 21 — кнопка с клапаном для подвода воздуха к сигналу 22; 23 — включатель для подвода воздуха к стеклоочистителю 24.

с фиксатором и градуированный кулачок. Действие крана основано на принципе пружинного регулятора давления. Каждому положению ручки крана соответствует определенное усилие пружины, расположенной в верхней части, а следовательно, определенное давление воздуха в магистрали. Заданное давление автоматически поддерживается. Степень торможения повышается или понижается путем перемещения ручки крана в направлениях «Торможение» или «Отпуск».

Тормозной кран, предназначенный для торможения тепловоза без состава, состоит из чугуна литого корпуса и крышки, под которой внутри крана расположен круглый плоский золотник. Че-

рез крышку корпуса проходит стержень, на нижнем конце которого имеется поперечный шип для сочленения с золотником, а сверху на квадрате стержня закреплена ручка. К корпусу присоединены три трубы — от ресивера, тормозного цилиндра и атмосферная. В целях ограничения давления воздуха, поступающего из ресивера в тормозные цилиндры, перед краном устанавливается клапан максимального давления. При повороте ручки тормозного крана

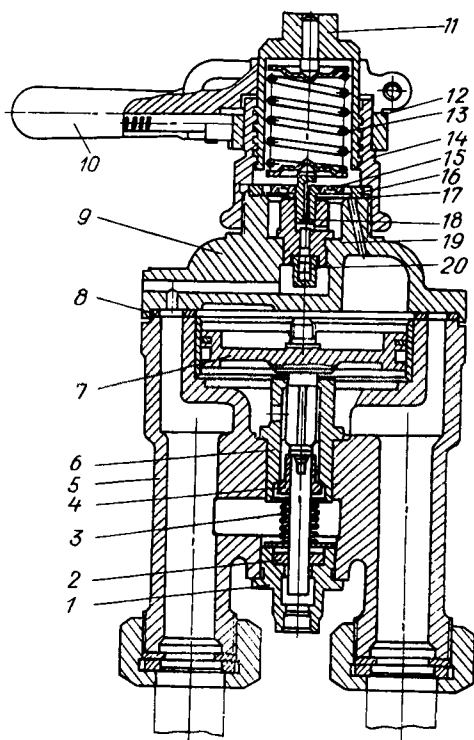


Рис. 19.8. Схема поездного крана машиниста:

1 — цоколь; 2 — резиновая манжета, уплотняющая хвостик клапана; 3 — пружина; 4 — пустотелый впускной клапан, хвостовик которого помещен в цоколе; 5 — корпус с втулкой, внутри которого помещен поршень; 6 — гнездо клапана; 7 — втулка; 8 — резиновая прокладка между корпусом и крышкой; 9 — крышка; 10 — ручка крана машиниста; 11 — нажимная головка с ленточной резьбой; 12 — градационный хомут, к которому прижимается кулачок ручки; 13 — пружина; 14 — шейка; 15 — резиновое кольцо; 16 — упорное кольцо; 17 — диафрагма; 18 — нажимная шайба; 19 — седло с двухседельным возбuditельным клапаном; 20 — возбuditельный клапан.

в положение «Торможение» сжатый воздух из ресивера начнет поступать через клапан максимального давления в тормозной цилиндр. Воздух передвигает поршень, связанный с ним шток выходит из цилиндра и через систему рычагов затягивает тормоза. При повороте рукоятки в положение «Отпуск» воздух из тормозного цилиндра выходит в атмосферу через кран, а шток и рычажная передача оттягиваются в первоначальное положение пружиной.

При нарушении сцепления колес могут возникнуть разноосное буксование и юз, приводящие к опасному увеличению скорости вращения тяговых двигателей (при буксовании), к остановке и перемене направления вращения колес (при юзе). Уменьшаются тяговое и тормозное усилие, на бандажах образуются лыски (местный износ), и повреждаются тяговые двигатели. При возникновении разноосного буксования или юза принимаются меры к восста-

новлению сцепления подачей под колеса песка или уменьшением тягового или тормозного усилий. Небольшое количество песка помогает стронуть с места без буксования состав большого веса.

Для хранения запаса песка на локомотивах устраивают *песочницы*. Песок самотеком подается в форсунки, откуда с помощью сжатого воздуха по гибкому шлангу направляется под колеса. Сжатый воздух для работы форсунок отбирается непосредственно из напорной магистрали. Управление подачей песка машинист осуществляет с помощью переключателя песочниц.

На электровозах и тепловозах устанавливается *реле буксования*, которое облегчает управление локомотивом по устранению

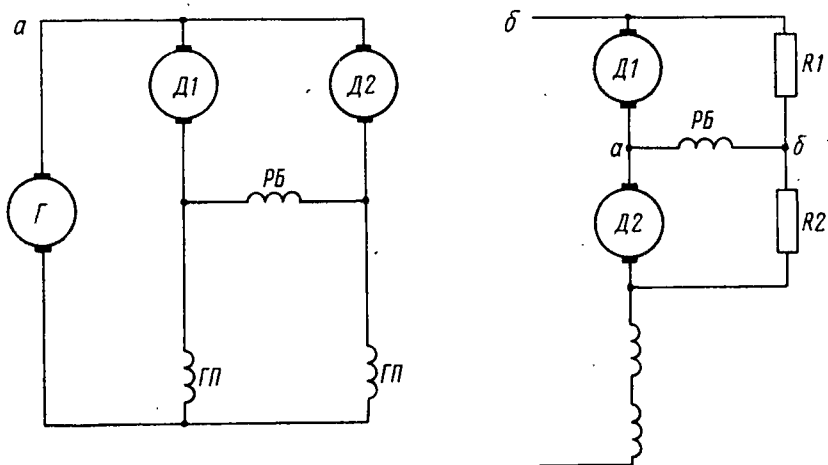


Рис. 19.9. Схема включения реле буксования:

а — на разность токов; *б* — на разность напряжений двигателей;
РБ — катушка реле буксования; *ГП* — обмотки главных полюсов электродвигателей.

разноосного буксования. В наиболее распространенной схеме защиты от буксования катушка реле присоединена к цепи тяговых двигателей и срабатывает при разности токов или напряжений двигателей. Реле реагирует на возникающие при буксовании значительные неравенства напряжений двигателя или силы тока в цепи двигателя буксующей оси и двигателя не буксующей оси.

Схема включения реле буксования показана на рис. 19.9. Параллельно с цепью последовательно соединенных тяговых двигателей включено сопротивление, подобранное так, что при нормальной работе двигателей потенциалы точек *а* и *б* одинаковы. Между этими точками включена катушка реле буксования. На буксующем двигателе напряжение увеличивается, потенциал точки *а* изменится и в катушке реле появится ток. При этом реле срабатывает, и его контакты включают сигнал, вентили песочниц воздействуют на систему управления, чтобы автоматически восстановить сцепление (уменьшить усилие двигателей).

При автоматическом управлении поездом в тяговом и тормоз-

ном режимах реле буксования также может обеспечить автоматизацию пуска и торможения на пределе по сцеплению.

Электрическое торможение имеет целый ряд особенностей. При движении поезда по спуску, а также при необходимости снижения скорости на горизонтальном участке пути тяговые двигатели переводят на генераторный режим, когда механическая энергия движения поезда превращается ими в электрическую. Усилие, развиваемое двигателями на ободах движущих колес, направлено в противоположную сторону движения и превращается вместо тягового усилия в тормозное. Тормозное усилие создается за счет электромагнитного вращающего момента M_3 , а также за счет механических $\Delta N_{\text{мех}}$ и магнитных $\Delta N_{\text{маг}}$ потерь мощности:

$$P_T = K_1 I \Phi + \frac{(\Delta N_{\text{мех}} + \Delta N_{\text{маг}}) 0,367}{v_3} \text{ кГ.}$$

При реостатном торможении тяговые двигатели переключаются на параллельное соединение (последовательно их соединяют не больше двух) и работают как генераторы последовательного возбуждения. Они включаются на пусковые реостаты, где полученная во время торможения электрическая энергия превращается в тепловую и рассеивается в окружающее пространство. При реостатном торможении между э. д. с. и падением напряжения в цепи имеется следующее соотношение:

$$E = v_3 c_1 \Phi = I (R_{\text{т.дв}} + R_T).$$

Для получения определенного значения тормозного тока и определенной тормозной силы в тормозную цепь включается тем большее сопротивление R_T , чем выше скорость электровоза v_3 .

При рекуперативном торможении электроэнергия, вырабатываемая тяговыми двигателями, возвращается в контактную сеть для полезного использования. Тяговые двигатели рекуперирующего электровоза работают в генераторном режиме параллельно с тяговыми подстанциями. Электроэнергия, вырабатываемая при торможении, потребляется из контактной сети другими электровозами, или после преобразования в энергию переменного тока поступает в первичную сеть, или же поглощается специальными балластными устройствами на тяговых подстанциях. При торможении обмотки

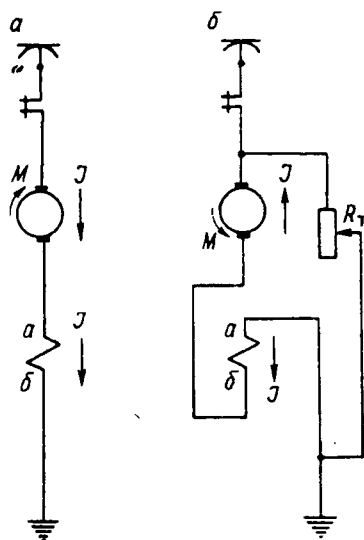


Рис. 19.10. Схемы включения обмоток тяговых двигателей при реостатном торможении:

а — тяговый режим; б — тормозной режим (двигатель замкнут на тормозное сопротивление); I — ток в цепи якоря; R_T — тормозное сопротивление.

возбуждения тяговых двигателей переключаются на независимое питание от специального возбудителя (рис. 19.10). Параллельно обмотке возбуждения включается стабилизирующее сопротивление, которое обеспечивает устойчивый режим торможения при параллельном включении тяговых двигателей. Благодаря стабилизирующему сопротивлению значительное изменение напряжения на зажимах двигателя дает небольшое изменение тока в якоре.

Изменение тормозного усилия достигается уменьшением или увеличением напряжения на зажимах возбудителя, имеющего независимую обмотку возбуждения. В цепи этой обмотки имеется регулируемое сопротивление. При уменьшении сопротивления увеличиваются ток в обмотке возбудителя и напряжение на его зажимах, а следовательно, и ток возбуждения тяговых двигателей.

Эффективность рекуперации повышается, если использовать, кроме последовательного соединения якорей тяговых двигателей, и их параллельное соединение при последовательном соединении обмоток возбуждения. Это дает возможность расширить диапазон скоростей, в пределах которого возможно рекуперативное торможение.

ОБЩАЯ И ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

ГЛАВА 20. ОБЩАЯ И ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

20.1. Динамика машин

Тяговую машину или поезд в целом можно представить как механическую систему, движение которой определяется движением ее центра инерции. При движении тяговая единица взаимодействует с опорной поверхностью и окружающей ее воздушной средой. Это взаимодействие проявляется в силах либо способствующих движению (движущие силы), либо препятствующих этому движению (силы сопротивления). Величина и направление равнодействующей этих сил предопределяет характер движений.

Рабочие качества движущейся машины обуславливают ее среднюю скорость при заданных эксплуатационных условиях езды. К таким качествам относятся: максимальная скорость движения, способность машины преодолевать подъемы и быстрота разгона. Внешние нагрузки, действующие на машину при движении, постоянно меняются и зависят от профиля и качества пути. При установившемся движении момент сопротивления должен соответствовать крутящему моменту двигателя. При трогании с места, преодолении крутых подъемов и тяжелых участков пути внешние сопротивления возрастают настолько, что требуется увеличение крутящего момента двигателя в 5—8 раз, а для высокопроходимых машин (которые работают в тяжелых дорожных условиях) — в 10—15 раз. Также в широком диапазоне должны изменяться и скорости движения. Поскольку у двигателей внутреннего сгорания крутящий момент с изменением чисел оборотов изменяется незначительно (от 5 до 40%), то в трансмиссию вводится трансформатор. Для фрикционно-зубчатой передачи это коробка передач, для гидравлической передачи — гидротрансформатор, для электрической передачи — тяговые двигатели со специальным регулированием.

Общая динамика лесотранспортных машин рассматривает связь между силами, действующими на транспортную систему, и характером ее движения. Задачи общей динамики можно решать по единой методике, разработанной проф. С. Ф. Орловым для любых транспортных систем (колесных, гусеничных и др.). Гусеничную систему можно представить как колесную, перемещающуюся на катках, причем это перемещение обеспечивает ведущее колесо (звездочка), которое находится в сцеплении с дорогой посредством гусеничной ленты. На общей схеме гусеничной системы

с балансирной подвеской (рис. 20.1) выделены корпус и точки его соединения с элементами ходовой части (оси колес, балансирных кареток, ведущих звездочек, катков). При этом принимается, что крутящий момент передается только через ведущую звездочку:

$$M_0 = P_K r_{3B},$$

где P_K — касательное усилие на звездочке; r_{3B} — радиус звездочки.

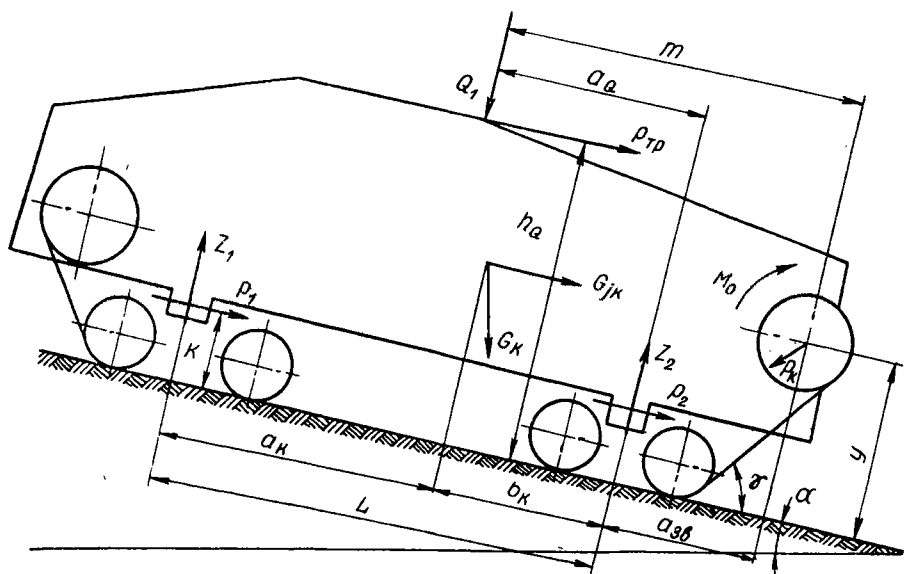


Рис. 20.1. Схема сил, действующих на гусеничную систему.

Корпус трактора находится под воздействием сил собственного веса G_K , инерционной силы G_{JK} , усилий от транспортируемого груза Q_1 . От ходовой системы передаются реакции: нормальные к плоскости движения Z_1 и Z_2 ; сопротивления перемещению корпуса по гусеницам P_1 и P_2 , равные:

$$P_1 = Z_1 f_1 + q_1 K_1; P_2 = Z_2 f_2 + q_2 K_2,$$

и реактивный крутящий момент M_0 .

Формулы для определения реакций имеют вид:

$$Z_1 = \frac{1}{L} \{ G_K b_K + Q_1 a_Q - P_{TP} [(h_Q - K) \cos \beta - a_Q \sin \beta] - P_K [r_{3B} + a_{3B} \sin \gamma_u - (y - K) \cos \gamma_l] \};$$

$$Z_2 = G_K + Q_1 + P_{TP} \sin \beta + P_K \sin \gamma_u - Z_1,$$

где P_{TP} — сила тяги троса лебедки:

$$P_{TP} = Q_2 \frac{f_2}{\cos \beta + f_2 \sin \beta};$$

P_K — касательное усилие на ведущей звездочке:

$$P_k = (G_{\text{тр}} + Q_1) f_1 + P_{\text{тр}} (f_1 \sin \beta + \cos \beta);$$

$G_{\text{тр}}$ — вес трактора; G_k — вес корпуса трактора; $Q = Q_1 + Q_2$ — вес пакета хлыстов; $Q_1 = \frac{2}{3} Q$ — вес пакета хлыстов, приходящийся на трактор; $Q_2 = \frac{1}{3} Q$ — вес пакета хлыстов, перемещающегося влечением; L — расстояние между осями цапф малых балансиров; h_Q — высота точки приложения нагрузки; a_k и b_k — координаты центра тяжести до передней и задней осей цапф балансиров; a_Q — расстояние от цапфы оси заднего балансира до точки приложения нагрузки; $a_{зв}$ — расстояние от центра ведущей звездочки до оси цапфы заднего балансира; K — высота осей цапф балансиров; y — высота центра оси ведущей звездочки; β — угол наклона тягового усилия; $\gamma_{\text{ц}}$ — угол подъема гусеничной цепи; $r_{зв}$ — радиус ведущей звездочки; f_1 и f_2 — приведенные коэффициенты сопротивления движению машины и скользящей части пакета хлыстов; q_1 и q_2 — вес ходовой части, приходящийся на переднюю и заднюю каретки.

Для трактора ТДТ-40 имеем: $G_{\text{тр}} = 6500$ кг; $G_k = 5000$ кг; $Q_1 = 3300$ кг; $Q_2 = 1700$ кг; $L = 152$ см; $h_Q = 102,5$ см; $a_k = 92,3$ см; $b_k = 107,5$ см; $a_Q = 29$ см; $a_{зв} = 82,5$ см; $K = 40,5$ см; $y = 53,7$ см; $\beta = 15^\circ$; $\gamma_{\text{ц}} = 35^\circ$; $r_{зв} = 23,5$ см; $f_1 = 0,2$; $f_2 = 0,6$.

С учетом приведенных значений получим: $P_{\text{тр}} = 906$ кг; $P_k = 2886$ кг; $Z_1 = 2713$ кг; $Z_2 = 7467$ кг.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузок на балансиры

$$K_n = \frac{Z_2}{Z_1} = 2,72.$$

Если принять вес ходовой части q равномерно распределенным на переднюю и заднюю каретки, то получим суммарное давление на грунт под передними и задними каретками:

$$\Sigma Z_1 = Z_1 + \frac{q}{2} = 2713 + \frac{1500}{2} = 3463 \text{ кг};$$

$$\Sigma Z_2 = Z_2 + \frac{q}{2} - P_k \sin \gamma_{\text{ц}} = 7467 + 750 - 2886 \cdot 0,57 = 6572 \text{ кг}.$$

Общее давление на грунт трактора

$$Z_{\text{тр}} = \Sigma Z_1 + \Sigma Z_2 = 10\,035 \text{ кг}.$$

Коэффициент неравномерности суммарных давлений на грунт

$$K_{n_2} = \frac{\Sigma Z_2}{\Sigma Z_1} = 1,89.$$

Пользуясь приведенной методикой, можно выбрать наиболее рациональные параметры различных транспортных систем с учетом внешних сил и правильной развески их по осям.

20.2. Нагрузка на колеса машины

Нагрузка на колеса передней и задней осей машины, находящейся на горизонтальной площадке (нормальные реакции на оси Z_1 и Z_2) составляет:

$$G_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad G_2 = G_a \frac{a}{L},$$

где $G_a = G_1 + G_2$ — полный вес машины, приложенный в центре тяжести; $L = a + b$ — продольная база машины.

В существующих конструкциях отношение расстояния центра тяжести до передней оси a к продольной базе L колеблется в пределах: для грузовых автомобилей без нагрузки — 0,55—0,70; для автомобилей с нагрузкой — 0,70—0,85; для легковых автомобилей — 0,50—0,60.

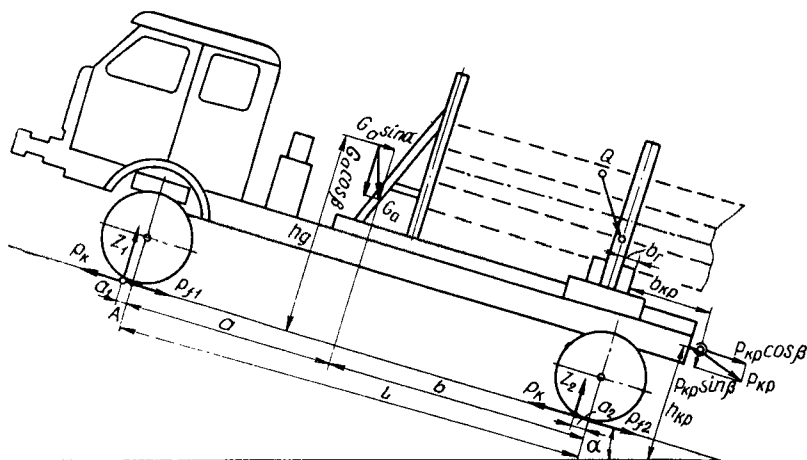


Рис. 20.2. Схема сил, действующих в лесовозном автомобиле.

В процессе движения машины величина нормальных реакций изменяется в зависимости от изменения уклона дороги α , сопротивления движению и приложенного тягового усилия. Например, лесовозный автомобиль при установившемся движении ($j=0$) находится на руководящем подъеме с углом α (рис. 20.2). При этом скорость движения небольшая и сопротивление воздуха не учитывается.

Составим уравнение равновесия системы относительно передней оси — точки А:

$$-Z_1 a_1 - G_a h_g \sin \alpha - G_a a \cos \alpha - Q_1 h_g \sin \alpha - Q_1 (L - b_r) \cos \alpha + Z_2 (L - a_2) - P_{кр} h_{кр} \cos \beta - P_{кр} (L + b_{кр}) \sin \beta = 0.$$

Моменты нормальных реакций

$$Z_1 a_1 + Z_2 a_2 = [(G_a + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta] f r_k.$$

Решая совместно эти два уравнения, определим нагрузку на заднюю и переднюю оси:

$$Z_2 = \frac{1}{L} \{ G_a [h_g \sin \alpha + (a + f r_k) \cos \alpha] + Q_1 [h_r \sin \alpha + (L - b_r + f r_k) \cos \alpha] + P_{кр} [h_{кр} \cos \beta + (L + b_{кр} + f r_k) \sin \beta] \} \kappa \Gamma;$$

Табл. 20.1. Геометрические параметры существующих конструкций

Конструкция	Значение параметров, м								
	h_g	a	b	L	B	b_r	h_r	$b_{кр}$	$h_{кр}$
Двухосные автомобили	0,70—0,90	1,80—2,20	2,20—2,40	4,00—4,50	1,40—1,90	0,20—0,50	1,20—1,60	1,10—1,50	0,80—1,10
Трехосные автомобили	0,85—0,95	2,50—2,60	1,70—1,90	4,20—4,50	1,60—2,10	0,10—0,20	1,20—1,40	1,50—1,70	1,70—1,00
Гусеничные тракторы	0,80—1,0	—	1,00—1,2	—	1,50—1,90	0,50—0,70	1,00—1,80	1,40—0,60	0,40—1,00

$$Z_1 = (G_a + Q_1) \cos \alpha + P_{kp} \sin \beta - Z_2 \kappa \Gamma.$$

Некоторые геометрические параметры по данным существующих конструкций приведены в табл. 20.1.

20.3 Продольная и поперечная устойчивость

Устойчивость колесной машины. Потеря устойчивости машины начинается тогда, когда под действием внешних сил и моментов передние или задние колеса отрываются от грунта. Потеря продольной устойчивости выражается в опрокидывании машины на

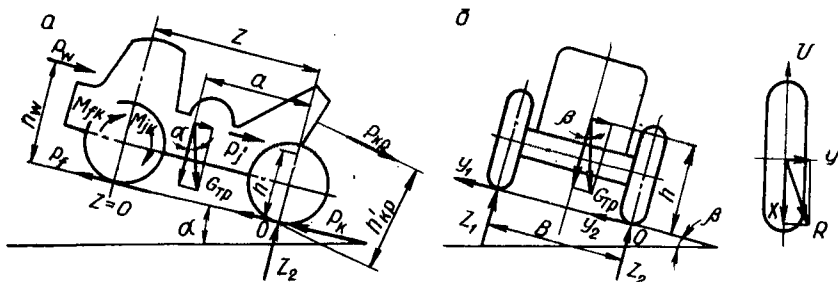


Рис. 20.3. Схема сил устойчивости колесного тягача:
а — продольный; б — поперечный.

спуске вокруг передней или на подъеме вокруг задней оси, а потеря поперечной устойчивости — в заднем или боковом опрокидывании машины.

Схема сил *устойчивости в продольной плоскости* показана на рис. 20.3, а. Пренебрегая силами сопротивления качению и воздуха и учитывая, что в момент опрокидывания вертикальные реакции передних колес равны нулю ($2Z_{к1}=0$), условием опрокидывания машины относительно оси 0, проходящей через точки опоры задних колес, можно считать

$$G_a \sin \alpha h_g > G_a \cos \alpha b.$$

Из этого уравнения определяется предельный угол α , на котором машина с заторможенными колесами может еще стоять, не опрокидываясь:

$$\operatorname{tg} \alpha > \frac{b}{h_{\sigma}}.$$

Для предельного уклона (спуска):

$$\operatorname{tg} \alpha > \frac{L-b}{h_g} = \frac{a}{h_g}.$$

Приведенные выражения не учитывают возможности буксования ведущих колес. Практически, до начала опрокидывания наступает буксование колес на подъеме, и машина сползает назад вслед-

ствие недостаточного сцепления колес с дорогой. Следовательно, максимальный подъем ограничивается буксованием, и опрокидывания не будет при

$$\varphi < \frac{b}{h_g}.$$

Если коэффициент сцепления больше отношения $\frac{b}{h_g}$, то максимальный подъем ограничивается опрокидыванием. У современных автомобилей почти исключена возможность опрокидывания вокруг передней оси, так как расстояние b всегда больше a , а расстояние h_g сравнительно мало.

При заклинивании ведущих колес опрокидывание машины произойдет в том случае, если реактивный момент, действующий на раму и равный моменту двигателя, будет больше стабилизирующего:

$$\frac{\beta M_{\text{дв}} L_{\text{тр}}^I \eta_{\text{м}}}{G_{\text{тр}}} \geq b \cos \alpha - (h_g - r_k) \sin \alpha.$$

Чем меньше продольная координата центра тяжести b и больше его высота h_g , чем больше коэффициент запаса сцепления β и передаточное число на первой передаче $L_{\text{тр}}^I$, тем больше опасность опрокидывания. Опасность опрокидывания увеличивается с ростом удельной мощности $\frac{N_e}{G_a} \left(\frac{M_{\text{дв}}}{G_{\text{тр}}} \right)$ пропорционально $\frac{N_e}{G_a}$.

Опрокидывание в поперечной плоскости более вероятно, чем в продольной. Потеря поперечной устойчивости происходит под действием боковых сил, возникающих при движении машины по дороге с поперечным уклоном и на повороте (рис. 20.3, б). Из условия равновесия машины относительно оси, проходящей через точки 0 опоры правых колес, и при условии опрокидывания $Z'=0$, получим

$$G_a h_g \sin \beta = G_a \frac{B}{2} \cos \beta, \text{ откуда } \operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2h_g}.$$

Величина $\frac{B}{2h_g}$, т. е. отношение половины колец машины к высоте расположения центра тяжести, называется *коэффициентом поперечной устойчивости*. Чем больше колея машины B и чем меньше высота расположения центра тяжести h_g , тем устойчивее машина. До опрокидывания может произойти боковое скольжение машины. Условие начала скольжения выражается так:

$$G_a \sin \beta \geq \varphi G_a \cos \beta \text{ или } \operatorname{tg} \beta \geq \varphi.$$

Чтобы скольжение колес начиналось раньше опрокидывания машины, должно быть $\frac{B}{2h_g} > \varphi$ и, наоборот, при $\frac{B}{2h_g} < \varphi$ раньше наступит опрокидывание.

При движении на повороте боковой опрокидывающей силой является центробежная сила

$$P_{ц} = \frac{G_a v_a^2}{gR},$$

где R — радиус поворота.

При условии равенства опрокидывающего и восстанавливающего моментов наступает состояние неустойчивого равновесия:

$$P_{ц} h_g = G_a \frac{B}{2}.$$

Опрокидывание машины на повороте начнется при равенстве

$$P_{ц} = G_a \frac{B}{2h_g}.$$

Следовательно, поперечная устойчивость зависит от силы тяжести и коэффициента поперечной устойчивости, который находится в пределах: для грузовых автомобилей — 0,7, а для легковых — 1,0—1,10.

Поперечные силы вызывают не только опрокидывание, но и боковое скольжение — занос. Если коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой меньше коэффициента поперечной устойчивости машины, то при движении по кривой больше вероятность возникновения заноса. К каждому колесу может быть приложена тем большая боковая сила, не вызывающая его скольжения, чем больше сила сцепления $Z_{кф}$ и чем меньше касательная реакция X_k . Следовательно, устойчивость колеса находится в большой зависимости от величины тяговой или тормозной силы, предельное значение которой $Z_{кф}$.

У машин с одной ведущей осью устойчивость передней оси против скольжения выше, чем задней, так как через нее не передается тяговое усилие. Занос передней оси может возникнуть лишь при торможении. Занос задней оси значительно опасней. При скольжении колеса задней оси поперечная составляющая центробежной силы совпадает с боковой силой, вызвавшей занос, который в этом случае будет возрастать. Уменьшение величины тяговой или тормозной силы ведет к увеличению устойчивости машины. Для гашения начавшегося заноса необходимо уменьшить касательные реакции на колесах, прекратив торможение и уменьшив открытие дроссельной заслонки (подачу топлива). Для гашения заноса задней оси поворачивают управляемые колеса в сторону, противоположную заносу. При этом центр поворота смещается, а радиус поворота R увеличивается, уменьшая центробежную силу. Если передние колеса повернуть на больший угол, то центр поворота окажется с противоположной стороны машины, поперечная сила будет направлена в сторону, противоположную заносу, и занос прекратится.

Устойчивость гусеничной машины. Углы продольной устойчивости гусеничной машины определяются так же, как и для колесных машин (рис. 20.4). Точка D_0 — центр динамического давления гусеницы, т. е. точка приложения равнодействующей Z всех нормальных реакций грунта. Точка D_0 — начальный центр давления. При расположении центра давления в точке D_0 машина обладает

начальной устойчивостью. Смещение центра давления оценивается координатой l , которая определяется из уравнения моментов внешних сил относительно точки A :

$$G_{тр} b \cos \alpha - G_{тр} h_g \sin \alpha + Q_1 b_r \cos \alpha - Q_1 h_r \sin \alpha + P_{кр} b_r \sin \beta - P_{кр} h_r \cos \beta + Z l - P_d h_1 = 0.$$

Равнодействующая всех нормальных реакций грунта

$$Z = (G_{тр} + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta.$$

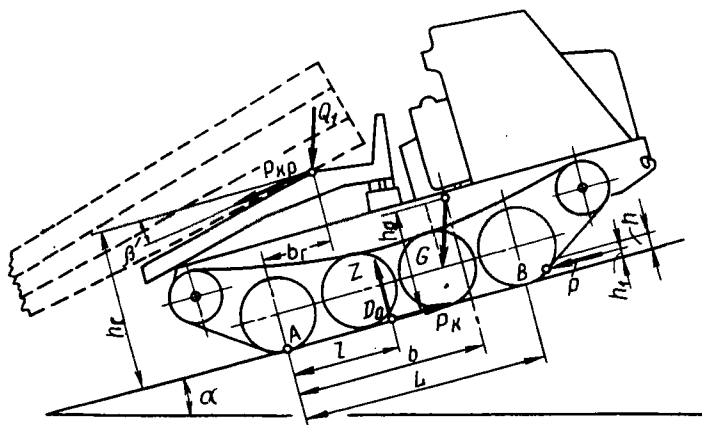


Рис. 20.4. Схема сил устойчивости в трелевочном тракторе.

Решая совместно эти уравнения, определим координату центра давления:

$$l = \frac{G_{тр}(b \cos \alpha - h_g \sin \alpha) + Q_1(b_r \cos \alpha - h_r \sin \alpha) - P_{кр}(h_r \cos \beta - b_r \sin \beta) - P_d h_1}{(G_{тр} + Q_1) \cos \alpha + P_{кр} \sin \beta}.$$

Координата центра давления характеризует распределение нормальных реакций грунта на опорные поверхности гусениц. Если центр давления расположен посередине опорных поверхностей гусениц, то распределение давлений по длине принимается равномерным. При смещении центра давления нагрузка распределяется по закону трапеции, центр тяжести которой лежит на одной вертикали с центром давления (для жестких гусениц).

Когда трактор стоит горизонтально, при отсутствии нагрузок Q_1 и $P_{кр}$ точка D_0 расположена под центром тяжести. При движении трактора под действием внешних сил и моментов происходит смещение центра давления D_0 . Если равнодействующая проходит через точку A , то наступает начало потери устойчивости. Машина сохраняет устойчивость до тех пор, пока положение центра давления остается в пределах отрезка AB . Первоначальный поворот при опрокидывании происходит относительно оси A назад и относительно оси B вперед. Таким образом, условием продольной устойчивости является неравенство $l < b$, а условием опрокидывания — неравенство $l > b$. Углом стабилизации гусеничной машины служит равенство

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{b}{h_g}.$$

При правильной компоновке машины центр динамического давления должен находиться в пределах: $l = (0,4 \div 0,6) L$.

При движении машины с боковым креном возможно *опрокидывание или сползание в боковом направлении*. Опрокидывание начнется тогда, когда составляющая силы тяжести пройдет по линии OC , соединяющей центр тяжести трактора с кромкой его опорной поверхности. Предельный угол уклона, при котором трактор может, не опрокидываясь и не сползая вбок, стоять на твердом грунте или работать без нагрузки на крюке, составляет

$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{b_1}{h_g} = \frac{0,5B}{h_g}$, где b_1 — расстояние от ЦТ до кромки опорной поверхности C . Угол поперечной устойчивости зависит от ширины колеи и вертикальной высоты центра тяжести.

20.4. Передаточные числа трансмиссии

Развиваемый двигателем крутящий момент передается на ведущие колеса. В его передаче участвуют сцепление, коробка перемены передач, раздаточная коробка, карданная передача, главная передача, дифференциал и полуоси.

В зависимости от условий движения сопротивление движению может изменяться в широких пределах. В связи с этим должно изменяться и тяговое усилие, подводимое от двигателя к ведущим органам машины. Так, при движении автомобиля с малой скоростью на горизонтальном участке шоссе потребное тяговое усилие для преодоления сопротивления составляет 2—2,5% от полного веса машины. При движении же по плохим дорогам с подъемом в 25—30° потребное тяговое усилие может достигнуть 50% полного веса машины.

Для получения таких значительных и разнообразных по величине тяговых усилий в зависимости от меняющихся дорожных сопротивлений между двигателем и ведущими органами машины вводится передача, которая обуславливает пропорциональное уменьшение числа оборотов и увеличение крутящего момента (тягового усилия), подводимого к ходовой части. В интервалах оборотов n_a и n_c двигатель работает устойчиво и обеспечивается автоматическая приспособляемость к меняющимся внешним сопротивлениям. Пределы приспособляемости крайне ограничены. Расширение пределов достигается переменной передаточного числа трансмиссии.

Передаточное число на I ступени передач подбирается так, чтобы машина с грузом могла преодолевать заданное наибольшее сопротивление движению. Кроме того, предельное значение тяговой силы должно допускать трогание машины с места на сухой дороге без буксования.

Из условия ограничения по мощности двигателя передаточное число определяется уравнением

$$i_{\text{тр}}^I = \frac{G \psi_{\text{max}} r_k}{M_e \eta_m}, \text{ где } \psi_{\text{max}} = 0,3 \div 0,35.$$

Из условия ограничения по сцеплению ведущей части (колес, гусениц) передаточное число

$$i_{\text{сц}}^I = \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_k}{M_e \eta_m}.$$

Окончательный выбор передаточного числа на первой передаче производится при соблюдении следующих условий:

$$i_{\text{дв}}^I \leq i_{\text{тр}}^I \leq i_{\text{сц}}^I.$$

Рекомендуется $i_{\text{тр}}^I$ принимать ближе к расчетному по условиям сцепления для гусеничных и колесных машин с одним ведущим мостом. Для машины повышенной проходимости

$$i_{\text{дв}}^I \leq i_{\text{тр}}^I > i_{\text{сц}}^I.$$

Расчетная скорость движения на первой передаче при отсутствии буксования

$$v_a^I = 0,377 \frac{r_k n}{i_{\text{тр}}^I} \text{ км/ч.}$$

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче $i_{\text{тр}}^m$ определяется из условия обеспечения движения машины без груза с максимальной скоростью:

$$i_{\text{тр}}^m = 0,377 \frac{r_k n_a}{v_{\text{max}}}.$$

Для машин, работающих в тяжелых дорожных условиях, передаточное число на высшей передаче выбирается таким, чтобы можно было преодолеть дорожное сопротивление ($\psi = 0,04 \div 0,06$):

$$i_{\text{тр}}^m = \frac{(0,04 \div 0,06) (G_a + G_{\text{пр}}) r_k}{M_e \eta_m}.$$

Последняя рабочая передача обычно прямая, т. е. ее передаточное число в коробке передач равно единице.

Ускоряющая передача имеет передаточное число в коробке передач меньше единицы ($i_{\text{к}}^{\text{уск}} = 0,7 - 0,8$). В таком случае передаточное число на прямой передаче

$$i_{\text{тр}}^{\text{пр}} = i_{\text{г.л.п}} = \frac{i_{\text{тр}}^m}{0,7 \div 0,8} = 0,377 \frac{r_k n_a}{(0,7 \div 0,8) v_{\text{max}}}.$$

Передаточное число главной передачи $i_{\text{г.л.п}}$ находится в пределах: для одинарной передачи — 4—7; для двойной передачи — 8—10;

Если значение $i_{\text{г.л.п}}$ выходит за указанные пределы, то в трансмиссию вводится дополнительная передача.

Отношение максимальной расчетной скорости машины к минимальной называется *диапазоном скоростей*:

$$d = \frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{min}}} = \frac{i_{\text{тр}}^I}{i_{\text{тр}}^m}.$$

У существующих машин диапазон скоростей составляет: для

грузовых автомобилей — 6—8; для легковых — 4—5; для гусеничных машин — 8—10.

В гусеничных машинах передаточные числа главной передачи $i_{г.л.п.}$, планетарного механизма $i_{п.л.м.}$ и бортовой (конечной) передачи i_6 принимаются по аналогии с существующими конструкциями.

На промежуточных передачах передаточные числа определяются по закону геометрической прогрессии.

У автомобилей, которые должны работать главным образом на прямой передаче, коробка передач служит в основном средством разгона машины. Для плавного перехода с одной передачи на другую необходимо, чтобы скорость начала разгона машины на данной передаче была равна скорости в конце разгона на предыдущей передаче (в диапазоне оборотов n_a и n_c):

$$\frac{v_a^V}{v_a^{IV}} = \frac{v_a^{IV}}{v_a^{III}} = \frac{v_a^{III}}{v_a^{II}} = \frac{v_a^{II}}{v_a^I} = \frac{n_a}{n_c} = q = \text{const},$$

или

$$\frac{i_{тр}^I}{i_{тр}^{II}} = \frac{i_{тр}^{II}}{i_{тр}^{III}} = \frac{i_{тр}^{III}}{i_{тр}^{IV}} = \frac{i_{тр}^{IV}}{i_{тр}^V} = \frac{n_a}{n_c} = q,$$

откуда

$$i_{тр}^{II} = i_{тр}^I q; \quad i_{тр}^{III} = i_{тр}^I q^2; \quad i_{тр}^{IV} = i_{тр}^I q^3; \quad i_{тр}^V = i_{тр}^I q^4.$$

Тогда

$$q = \sqrt[m]{\frac{i_{тр}^I}{i_{тр}^m}},$$

где m — число передач.

Для обеспечения перекрытия передач должно быть соблюдено условие $q \leq \frac{n_a}{n_c}$.

В общем виде передаточное число m -ступенчатой передачи x -й ступени

$$i_{тр}^x = i_{тр}^I \sqrt[m-1]{\left(\frac{1}{i_{тр}^I}\right)^{x-1}}.$$

Чем больше количество передач в трансмиссии, тем легче подбирать в различных условиях передачу, при которой движение машины происходит на самом выгодном режиме — наибольшей мощности двигателя. В этом отношении автоматические передачи (гидравлические, электрические) обеспечивают большее приближение режима движения к наивыгоднейшему.

20.5. Силы и моменты, действующие в тяговой машине

Колесные машины. При установившемся режиме работы крутящий момент на ведущих колесах и момент двигателя связаны зависимостью

$$M_0 = M_{\text{дв}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \kappa \Gamma_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д. трансмиссии; $i_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии.

Мощность на ободу колеса $N_0 = N_e \eta_{\text{м}}$.

Часть мощности теряется в трансмиссии $N_{\text{тр}}$, и механический к. п. д. определяется из выражения

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_e - N_{\text{тр}}}{N_e} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{N_e}.$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии зависит от типа и конструкции силовой передачи, качества изготовления и сборки, степени загрузки, вязкости и количества масла в агрегатах. Потери в механической трансмиссии возникают из-за трения в зацеплении шестерен, подшипниках и уплотнениях, а также из-за перебалтывания масла.

Примерные значения к. п. д. механических трансмиссий для различных агрегатов трансмиссий имеют следующие значения:

Коробка передач:

прямая передача 0,95—0,98

промежуточная передача 0,93—0,97

Карданная передача 0,98—0,99

Главная передача:

одинарная 0,94—0,96

двойная 0,85—0,95

Планетарная передача 0,96

КПД трансмиссий автомобилей:

легковых 0,88—0,92

грузовых 0,80—0,90

повышенной проходимости 0,78—0,85.

В колесных машинах шина соприкасается с дорогой множеством точек (зона контакта), в каждой из которых на шину действует элементарная реакция дороги. Равнодействующая элементарных сил в области контакта представляет собой *пространственную силу* — реакцию дороги на колесо. Она может быть разложена на три составляющие: *нормальную* $Z_{\text{к}}$, действующую перпендикулярно к дороге; *касательную* $X_{\text{к}}$, действующую в плоскости дороги и в плоскости колеса; *поперечную* $Y_{\text{к}}$, которая лежит в плоскости дороги и перпендикулярна к плоскости колеса.

Возникновение реакций $X_{\text{к}}$ и $Y_{\text{к}}$ возможно при наличии реакции $Z_{\text{к}}$. Для качения колеса необходимо приложить момент. Если направление момента совпадает с направлением движения, то имеется тяговый момент M_0 , в противном случае действует тормозной момент $M_{\text{т}}$. Разделив моменты на радиус колеса, получим соответственно: *тяговую силу*

$$P_{\text{к}} = \frac{M_0}{r_{\text{к}}} = \frac{M_{\text{дв}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{м}}}{r_{\text{к}}} \kappa \Gamma$$

и *тормозную силу*

$$P_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}}}{r_{\text{к}}},$$

приложенные к окружности колеса в зоне контакта с дорогой. Тяговая сила направлена в сторону движения оси колеса и преодолевает силы внешних сопротивлений.

Таким образом, каждый данный момент на ведущие колеса действуют следующие силы и моменты (рис. 20.5). *Окружное усилие* $P_o = \frac{M_o}{r_k}$ возникает на шинах ведущих колес в результате передачи вращающего момента двигателя к ступицам этих колес. Оно стремится вызвать скольжение шины в направлении своего действия.

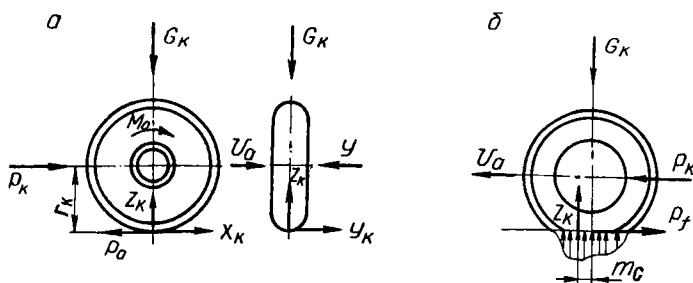


Рис. 20.5. Схема сил, действующих на колесо:

а — на ведущее; б — на ведомое; Z_K , X_K , Y_K — составляющие реакции дороги: нормальная, касательная и поперечная; M_o — тяговый момент; P_o — окружная сила; P_f — сопротивление качению колеса; m_c — плечо сопротивления качению; G_K — сила тяжести, действующая на колесо.

В связи с этим в плоскости контакта возникает сила трения покоя, направленная в противоположную сторону возможного скольжения. X_K — внешняя сила по отношению к машине, *тангенциальная реакция*, действующая на колесо в сторону его качения. Она создает толкающее или тяговое усилие P_K , которое заставляет машину двигаться вперед.

Вес машины G_K , приходящийся на ведущие колеса, вызывает реакцию Z_K . *Путевая боковая реакция* Y_K , возникающая при повороте под действием центробежной силы, а также при движении по дороге с поперечным уклоном и при давлении на машину бокового ветра.

Момент M_o , подводимый к ведущим колесам, не должен превышать определенной величины, иначе он не может быть полностью реализован. Предельное значение момента M_o ограничивается сцеплением беговой дорожки протектора шины с опорной поверхностью. Поэтому величина тангенциальной реакции X_K в плоскости контакта шины или касательная сила тяги по двигателю P_K должны быть всегда меньше или, в крайнем случае, равны силе сцепления:

$$P_K = X_K \leq P_{сц} = G_{сц} \varphi,$$

где $G_{сц}$ — сцепной вес, т. е. вес, приходящийся на ведущие колеса;

φ — коэффициент сцепления, который зависит от типа и состояния дорожного покрытия, а также от типа и состояния ходовой части.

На буксование влияют скользкая поверхность, малый профиль шин, изношенный протектор и большая касательная сила тяги.

На *ведомые колеса* также действуют сила веса G_k и вызываемая ей реакция Z_k , толкающая сила P_k и сила сопротивления P_f . При движении машины реакция Z_k смещается от центра контакта шины с дорогой на величину m_c .

Коэффициент сцепления повышается при снижении внутреннего давления в шинах. При этом увеличивается площадь контакта шины с дорогой, благодаря чему уменьшается удельное давление.

При влажных дорогах и для зимних условий ($X_k < P_k$) тяговый расчет следует вести по сцепной силе тяги $P_{сц}$. При хороших сухих дорогах ($X_k > P_k$) расчет ведется по максимальной касательной силе тяги P_k .

В табл. 20.2 приведены значения коэффициента сцепления для колесных машин.

Табл. 20.2. Значения φ для колесных машин

Дорожное покрытие	Состояние дороги	
	сухая	мокрая
Асфальтобетон	0,6—0,8	0,3—0,5
Щебеночное шоссе	0,7—0,8	0,4—0,5
Грунтовая дорога глинистая	0,5—0,6	0,3—0,4
Укатанный снег	0,3	0,2
Обледенелая дорога	0,2—0,3	0,3
Песок	0,2—0,3	0,4—0,5

Сцепление шин с дорогой имеет важное значение для безопасности движения. При плохом сцеплении ограничивается возможность интенсивного торможения и устойчивого движения машины без поперечного скольжения. Установлено, что для обеспечения безопасности движения (в связи со скользкостью дорожных покрытий) величина коэффициента сцепления φ не должна быть меньше 0,4.

Теоретическая скорость движения машины определяется из выражения

$$v_0 = \frac{2 \pi r_k 60 n_k}{1000} = 0,377 \frac{r_k n}{i_{тр}} \text{ км/ч,}$$

где $n_k = \frac{n}{i_{тр}}$.

Действительная скорость

$$v_a = 0,377 \frac{r_k n \rho}{i_{тр}} \text{ км/ч,}$$

где ρ — коэффициент буксования колес.

Радиус пневматического колеса в свободном состоянии представляет собой номинальный радиус

$$r_0 = \frac{d}{2} + H,$$

где d — диаметр обода; H — полная высота профиля шины.

Пневматическая шина обеспечивает хорошую эластичность во всех направлениях. Поэтому радиус пневматического колеса не остается постоянным, а изменяется благодаря воздействию на него различных сил. Изменение радиуса учитывается *коэффициентом радиальной деформации* λ . Под воздействием вертикальной нагрузки и в зависимости от давления в шине расстояние от оси неподвижного колеса до опорной поверхности становится меньше номинального радиуса шины. Это *статический радиус*

$$r_{\text{ст}} = \frac{d}{2} + H(1 - \lambda).$$

Значение λ составляет около 0,1—0,16.

При перемещении машины под воздействием крутящего момента возникают тангенциальные деформации шин. Колесо испытывает вертикальную нагрузку и подвергается воздействию окружной и боковой сил. Поэтому *динамический радиус* $r_{\text{д}}$ несколько отличается от статического. Для тяговых расчетов можно считать, что $r_{\text{ст}} \approx r_{\text{д}}$.

Для определения скорости движения машины пользуются *кинематическим радиусом*, или радиусом качения колеса $r_{\text{к}}$, который определяется измерением пути $s_{\text{к}}$, пройденного колесом за определенное число оборотов $n_{\text{к}}$. Определить его приближенно можно по эмпирической формуле

$$r_{\text{к}} = 0,0127d + 0,00085B',$$

где d — диаметр обода колеса, дюйм; B' — ширина профиля шины, мм.

При отсутствии проскальзывания $r_{\text{к}} = r_{\text{д}}$. *Рабочий радиус* колеса $r_{\text{к}} = r_0 \rho$, где ρ — коэффициент деформации. Для шин высокого давления ρ равен 0,945—0,950, для болонных шин — 0,930—0,935.

Гусеничные тракторы. При перематывании гусеницы ведущим колесом ее опорная поверхность оказывает давление на грунт в сторону, обратную движению машины. Эта сила обеспечивается двигателем. Равная ей касательная реакция грунта действует на опорную ветвь гусеницы в обратном направлении. Эта внешняя сила (сила тяги) представляет собой равнодействующую всех касательных реакций грунта, которые действуют на опорную ветвь гусеницы. *Общая сила тяги машины*

$$P_{\text{тр}} = \frac{M_0}{r_{\text{зв}}} = \frac{M_{\text{дв}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}{r_{\text{зв}}} \text{ кг},$$

где $\eta_{\text{м}}$ — КПД трансмиссии трактора; $\eta_{\text{г}}$ — КПД ведущей части гусеницы, складывается из сил тяги гусениц. Она является толкающей силой машины.

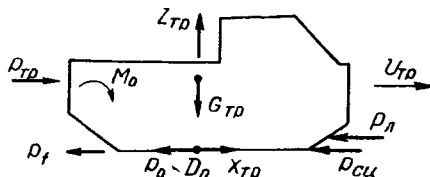
Нормальная реакция грунта $Z_{\text{тр}}$ равняется сумме нормальных реакций гусениц. Точка приложения нормальной реакции — центр

давления D_0 (рис. 20.6). В этой точке приложена нормальная реакция грунта, если машина находится в статическом состоянии на горизонтальной площадке. Положение центра давления, который располагается в опорной плоскости, определяется из уравнения устойчивости.

Вертикальное прессование грунта вызывает реакцию почвы — лобовое сопротивление, горизонтальная составляющая которой $P_{\text{л}}$ направлена против движения. Результирующая реакция $P_{\text{к}} = X_{\text{гус}} - P_{\text{л}}$ передается на корпус и называется толкающей силой.

Рис. 20.6. Схема сил, действующих на гусеничную машину:

$G'_{\text{тр}}$ — вес трактора; Q_1 — вес груза, приходящийся на трактор; $Z_{\text{тр}}$ — нормальная реакция грунта; $P_{\text{тр}}$ — сила тяги (равнодействующая всех касательных реакций грунта); $P_{\text{л}}$ — лобовое сопротивление; D_0 — центр давления.



Потери в гусеничном движителе зависят от натяжения ведущего участка гусеницы окружной силой зубьев звездочки, от нагрузки $G_{\text{тр}}$ и скорости движения $v_{\text{тр}}$. В зависимости от скорости механический к. п. д. гусеницы определяется по формуле $\eta_{\text{г}} = 0,95 + 0,005 v_{\text{тр}}$, где $v_{\text{тр}}$ — скорость, км/ч. Практически $\eta_{\text{г}} = 0,95 \div 0,96$, а $\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = 0,80 \div 0,85$.

Средний радиус зацепления ведущего колеса (звездочки) с гусеницей

$$r_{\text{зв}} = \frac{l_{\text{зв}} z_{\text{к}}}{2\pi} \quad \text{м},$$

где $l_{\text{зв}}$ — шаг гусеницы, т. е. расстояние между осями соседних шарниров, м; $z_{\text{к}}$ — число работающих зубьев ведущего колеса; $l_{\text{зв}} z_{\text{к}}$ — путь, проходимый трактором за один оборот ведущего колеса.

Касательная сила тяги ограничивается сцеплением (максимально возможная сила тяги):

$$P_{\text{тр}} \leq P_{\text{сц}} = G_{\text{тр}} \varphi,$$

где $G_{\text{тр}}$ — полный вес гусеничной машины; φ — коэффициент сцепления, зависящий от механических свойств грунта, конструктивных параметров движителя и коэффициента трения.

Коэффициент сцепления составляет: для болотистых грунтов — 0,3; для сухого песка — 0,4; для влажного песка — 0,5; для укатанного снега — 0,6—0,8; для обледенелой дороги — 0,5—0,8; для плотных грунтов — 0,7—1,0.

20.6. Силы сопротивления движению

Для движения лесовозного автопоезда необходимо, чтобы в плоскости контакта шины (гусеницы) с опорной поверхностью действовала тангенциальная реакция $X_{\text{к}}$ ($X_{\text{гус}}$), направленная в сто-

рону движения, и чтобы был внешний момент, действующий в направлении, обратном моменту M_0 , и предотвращающий поворот рамы.

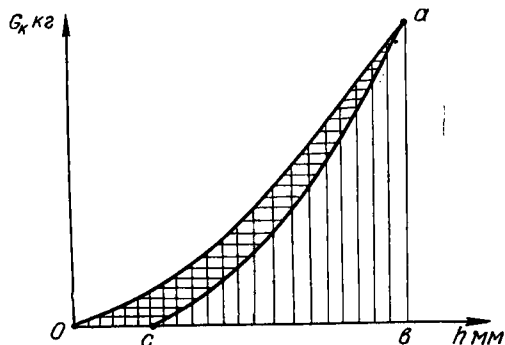


Рис. 20.7. Деформация шины в зависимости от нагрузки и разгрузки колеса.

При движении машины энергия, подведенная к движителю, расходуется на преодоление сил сопротивления качению P_f , воздушной среды P_w , подъему P_i , перемещению прицепов или крюковой нагрузки $P_{кр}$ (волочащихся деревьев). Энергия двигателя затрачивается также на преодоление инерционных сил при разгоне P_j , на необратимые потери при деформации шин, а при деформируемом грунте — на совершение работы по перекладке колес.

Сила сопротивления качению P_f . При нагружении колеса вертикальной нагрузкой G_k происходит упругая радиальная деформация шины h , создающая овальную (почти эллиптическую) форму площади контакта. В центре контакта приложена нормальная реакция Z_k . Работа при нагружении шины равна площади oab , при разгрузке — cab (рис. 20.7). Отрезок oc характеризует остаточную деформацию, а площадь oac — работу, затраченную на механическое и молекулярное трение в материалах шины. Эта площадь отображает работу остаточной деформации и называется *петлей гистерезиса*; по ней определяется сила, потребная для преодоления внутреннего сопротивления при деформации шины. При качении колеса по твердой поверхности энергия затрачивается на трение в материалах шины и на трение скольжения в месте контакта шины с дорогой. Эти потери невелики, так как основная часть энергии затрачивается на гистерезис.

Главным видом нагружения являются вертикальные нагрузки. Окружные силы лишь несколько изменяют и усиливают деформацию шины. На ведомое колесо машины действует вертикальная нагрузка G_k , реакция Z_k , толкающая сила P_k и сила сопротивления качению P_f . Деформация в передней части контакта шины катящегося колеса больше, чем в задней. Равнодействующая реакций опорной поверхности Z_k , равная вертикальной нагрузке G_k , при качении сдвигается вперед на некоторое расстояние m_c (плечо сопротивления качению), которое увеличивается с ростом гистерезисных потерь.

Физический смысл такого смещения реакции Z_k и эпюры элементарных сил состоит в том, что в передней части шины накапливаются деформации сжатия, а в задней — деформации растяжения, и каждый участок испытывает многократный процесс попере-

менного нагружения и разгрузки. Вследствие явления гистерезиса материала шины процесс ее деформации протекает с необратимыми потерями энергии, которые и обуславливают сопротивление качению. Момент $M_f = Z_k m_c = P_f r_k$ противодействует качению колеса. Тангенциальную составляющую результирующей реакции условно принято называть *силой сопротивления качению*:

$$P_f = Z_k \frac{m_c}{r_k} = G_k \frac{m_c}{r_k}; (Z_k = G_k).$$

Отношение $\frac{m_c}{r_k} = f$ называется коэффициентом сопротивления качению, который характеризует потерю энергии при качении колеса. Для преодоления силы сопротивления качению нужно приложить толкающую силу, которая пропорциональна вертикальной нагрузке:

$$P_k = P_f = G_k f \text{ кг}.$$

Силы сопротивления ведущих и ведомых колес различны. Однако в целях упрощения расчетов (но с достаточной точностью) потери на качение колес относят ко всей машине: $P_f = G_a f \text{ кг}$.

Силы сопротивления качению изменяются в широких пределах и зависят от конструкции и материала шины, скорости движения, величины приложенных к колесу внешних сил и дорожных условий. Так, при движении по мягким дорогам шины углубляются в дорожное покрытие, спрессовывая частицы грунта, на что и затрачивается дополнительная энергия.

Установить дифференцированное значение коэффициентов f в зависимости от указанных факторов не представляется возмож-

Табл. 20.3. Значение коэффициента f для дорог различного типа

Типы дорог (грунтов)	Значение f	
	для колесных машин	для гусеничных машин
Дороги высших типов	0,015—0,026	0,03—0,05
Деревянно-лежневая дорога	0,03	—
Гравийное покрытие	0,04—0,07	—
Шоссе среднего качества и булыжная мостовая	0,020—0,03	0,05—0,06
Грунтовое покрытие:		
сухое	0,03—0,05	0,07—0,09
мокрое	0,05—0,15	
Песок:		
сухой	0,1—0,3	0,10—0,15
сырой	0,06—0,15	
Снег укатанный	0,07—0,10	0,04—0,06
Снежная целина	0,1—0,3	0,20—0,25
Луг, пашня	0,15—0,24	0,10—0,12

ным. Поэтому для практических расчетов его значение принимается постоянным (табл. 20.3).

Силы сопротивления прямолинейному движению гусеничной машины возникают при взаимодействии ходовой системы с грунтом. Сила сопротивления определяется остаточной деформацией грунта под гусеницей или образованием колеи. Непрерывное прессование грунта по вертикали требует и непрерывной затраты энергии, которая равна произведению силы сопротивления движению на пройденный машинной путь.

При движении гусеничной машины спрессованный опорным катком грунт не восстанавливает своей формы полностью, так как упругая деформация грунта невелика ($h_1 - h_2$). Дуга соприкосновения катка и гусеничной ленты с грунтом спереди больше, чем сзади.

Равнодействующая нормальных реакций Q_k на дуге контакта смещается от вертикали и дает горизонтальную составляющую — силу сопротивления движению P_{fk} . Наибольшая вертикальная деформация грунта получается под передним катком, после чего грунт уплотняется. Силы сопротивления движению опорного катка пропорциональны нагрузке на каток: $P_{fk} = G_k f$. Сумма сил сопротивления всех катков дает общую сумму сопротивления движению машины $P_f = G_{тр} f$, где $G_{тр}$ — полный вес трактора; f — коэффициент сопротивления прямолинейного движения.

Коэффициент f зависит от качества грунта и конструктивных особенностей гусеничного движителя. Он изменяется от 0,03 (шоссе) до 0,15 и на снежной целине доходит до 0,25. Таким образом, у гусеничных машин при движении на сминаемых грунтах главным сопротивлением является сопротивление от вертикального прессования грунта.

Лесовозный автопоезд взаимодействует с воздушной средой, которая создает дополнительное сопротивление движению — *силу сопротивления воздуха* P_w . Энергия затрачивается на вихреобразование обтекающих поезд воздушных потоков, что происходит более интенсивно, чем у одиночного автомобиля.

При движении машины передняя часть ее сжимает и раздвигает воздух. Позади создается разрежение, которое и вызывает образование завихрений. На образование воздушных вихрей приходится до 60% сил сопротивления воздуха. Сопротивление выступающих частей и сопротивление при прохождении воздуха через радиатор составляют 25%. На трение о поверхность машины обтекающих слоев воздуха затрачивается 15% сил сопротивления воздуха.

При практических расчетах распределенное сопротивление воздушной среды приводится к равнодействующей, приложенной в центре парусности автопоезда. По экспериментальным данным эта равнодействующая равна

$$P_w = c \frac{\gamma}{2} F v^2 \text{ кг},$$

где c — безразмерный коэффициент сопротивления воздуха, зави-

сящий от формы машины, прицепных звеньев, расстояния между ними и от качества поверхности каждого звена; γ — плотность воздуха при нормальных условиях: $\gamma = 0,125 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$; F — лобовая площадь м^2 : для легковых машин $F = 0,78 B_1 H_a$; для грузовых машин $F = B H_a$; B_1 — наибольшая ширина автомобиля, м ; B — колея машины, м ; H_a — наибольшая высота машины, м ; v — скорость машины, $\text{м}/\text{сек}$.

Для упрощения расчетов $\frac{c\gamma}{2}$ заменяется K — *приведенным коэффициентом сопротивления воздуха* (коэффициент обтекаемости). Он представляет собой силу сопротивления воздуха, приходящуюся на 1 м^2 лобовой площади машины, движущейся со скоростью $1 \text{ м}/\text{сек}$. Для одиночного автомобиля коэффициент обтекаемости $K = 0,055 \div 0,075 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$. Для автопоезда прирост коэффициента обтекаемости от каждого прицепа составляет 25%.

Подставив в формулу фактическую скорость v_a , выраженную в $\text{км}/\text{ч}$, получим

$$P_w = \frac{KFv_a^2}{13} \text{ кг},$$

где $KF = W$ — фактор обтекаемости.

Значения коэффициента обтекаемости и лобовой площади представлены в табл. 20.4.

Табл. 20.4. Значения K и F

Автомобили	K , $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$	F , м^2
Легковые	0,015—0,03	1,6—2,8
Грузовые	0,06—0,07	3,0—5,0
Автобусы	0,03—0,04	4,5—6,5

Силу сопротивления воздуха вводят в тяговые расчеты только при скоростях движения не менее 20—25 $\text{км}/\text{ч}$.

При движении на подъем машина испытывает действие *силы сопротивления подъему* P_i . Крутизна подъема, кроме угла α (в градусах), оценивается также уклоном i в тысячных, равным отношению превышения h к заложению S . Для дорог, у которых подъем сравнительно невелик — до 8—10% (5—6°), можно считать $\cos \alpha \approx 1$, а $\sin \alpha = \text{tg } \alpha = i$. Составляющая силы тяжести, действующая параллельно профилю дороги, называется силой сопротивления подъему:

$$P_i = G_a \sin \alpha \approx G_a i \text{ кг}.$$

При движении под уклон эта сила содействует движению. Сила сопротивления качению на подъеме $P_f = G_a \cos \alpha f$.

Таким образом, *суммарная сила сопротивления* дороги на подъеме

$$P_{\psi} = P_f \pm P_i = G_a \cos \alpha f \pm G_a \sin \alpha = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \text{ кг}.$$

Суммарный коэффициент сопротивления дороги

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f \pm i.$$

Тогда суммарная сила сопротивления дороги $P_{\psi} = G_a \psi \text{ кг}$.

Сила сопротивления разгону P_j оказывает определенное влияние на характер движения. Автопоезд может иметь 3 вида движения:

ускоренное движение — $\frac{dv}{dt} > 0$;

установившееся движение — $\frac{dv}{dt} = 0$

замедленное движение — $\frac{dv}{dt} < 0$.

В случае неустановившегося движения (при разгоне и замедлении) возникают дополнительные инерционные силы сопротивления. Сила инерции от ускорения массы машины, равная произведению ее массы на ускорение, приложена к центру тяжести и направлена в сторону, противоположную ускорению:

$$P_i = m_a j_a = \frac{G_a}{g} j_a \text{ кг},$$

где m_a — масса машины, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; j_a — ускорение машины, $\text{м}/\text{сек}^2$.

Кроме того, часть силы тяги при разгоне расходуется на ускорение вращающихся частей — маховика, колес и др. Эта часть энергии учитывается *коэффициентом приращения массы* δ , который выражает отношение приведенной массы к массе поступательно движущейся машины. Для первой передачи $\delta = 2,5 \div 3,5$, для прямой $\delta = 1,06 \div 1,08$. Приблизительно коэффициент учета вращающихся масс может быть определен по эмпирической формуле $\delta = 1,04 + + 0,05 i_k^2$, где i_k — передаточное число в коробке передач.

Сила сопротивления разгону с учетом сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс определяется из выражения

$$P_j = \frac{\delta G_a}{g} j_a \text{ кг}.$$

20.7. Тяговый и мощный баланс

Касательная сила тяги P_k на ведущих колесах в процессе движения затрачивается на преодоление сил сопротивления движению:

$$P_k = P_f + P_{\psi} \pm P_i \pm P_j + P_{кр}.$$

Данное уравнение движения носит название *тягового баланса*. Если подставить значение каждого из членов уравнения, получим

$$\frac{M_{дв} K \eta_m}{r_k} = G \psi + \frac{K F v_a^3}{13} \pm \frac{\beta G_a j_a}{g} + P_{кр}.$$

Мощность двигателя N_e при передаче через трансмиссию частично теряется на трение, подводится к ведущим колесам и расходуется на покрытие внешних сопротивлений. Распределение мощности двигателя по отдельным видам сопротивлений называется *рабочим мощностным балансом машины*:

$$N_e = N_z + N_f \pm N_t + N_w \pm N_j + N_g + N_{кр}.$$

— Мощность, теряемая в механизмах трансмиссии, характеризуется КПД силовой передачи η_m :

$$N_e = (1 - \eta_m) N_e \text{ л. с.}$$

Таким образом, мощность, подводимая к ведущим органам машины:

$$N_k = N_e \eta_m \text{ л. с.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = \frac{P_f v_a}{270} = \frac{(G_a + Q_1) f v_a}{270} \text{ л. с.}$$

Мощность, расходуемая на подъем при движении машины:

$$N_t = \frac{P_t v_a}{270} = \frac{(G_a + Q_1) i v_a}{270} \text{ л. с.}$$

Мощность N_i дает приращение потенциальной энергии, которая при спуске возвращается обратно.

Мощность, теряемая на сопротивление воздуха:

$$N_w = \frac{P_w v_a}{270} = \frac{K F v_a^3}{3500} \text{ л. с.}$$

Мощность, идущая на ускорение движения машины:

$$N_j = \frac{P_j v_a}{270} = \frac{\delta (G_a + Q_1) v_a}{270 g} j_a \text{ л. с.}$$

Мощность, теряемая на буксование машины, в среднем составляет 3—5% от мощности на ведущих органах:

$$N_p = N_e \eta_m \rho = \frac{P_k (v_0 - v_a)}{270} \text{ л. с.}$$

где v — теоретическая скорость машины, км/ч; v_a — фактическая поступательная скорость с учетом буксования, км/ч; ρ — коэффициент буксования. Его значение колеблется от 0 до 1. Мощность на крюке $N_{кр} = N_k - N_\psi - N_p$ или

$$N_{кр} = N_e \eta_m - \frac{(G_a + Q_1) \psi v_a}{270} - N_e \eta_m \rho \text{ л. с.}$$

Если из мощности, подводимой к ведущим колесам, вычесть мощность, идущую на передвижение машины, и мощность буксования, то останется *крюковая* (для тракторов, тягачей — полезная, тяговая) *мощность*. Крюковая мощность является величиной переменной. При хорошем сцеплении наибольшая тяговая мощность — на первой передаче, при плохом — на высшей передаче.

Если подставить значение каждого из членов уравнения мощностного баланса, получим

$$N_k = N_e \eta_m = \frac{P_k v_a}{270} = \frac{(G_a + Q_1) f v_a}{270} \pm \frac{(G_a + Q_1) i v_a}{270} + \frac{K F v_a^3}{3500} \pm \pm \frac{\delta (G_a + Q_1) v_a}{270 g} j_a + N_e \rho + N_{кр}.$$

Мощности N_z , N_f , N_w , N_p , теряемые на трение в передаточных механизмах, на деформацию шин и дороги, на сопротивление воздуха и буксование, обращаются в тепло, которое идет на нагрев частей машины, дороги и воздуха. Эти мощности обратно не возвращаются, т. е. процесс не обратим.

Мощность N_j , идущая на ускорение движения машины, дает приращение живой силы и возвращается обратно при замедлении движения.

В эксплуатационных условиях степень загрузки трактора (тягача) характеризуется *коэффициентом использования тягового усилия*

$$\eta_{исп} = \frac{P_{пр}}{P_{кр}},$$

где $P_{пр}$ — тяговое усилие, затрачиваемое на буксирование прицепов, $кГ$; $P_{кр}$ — тяговое усилие на крюке трактора, $кГ$.

Коэффициентом полезного действия называется отношение полезной мощности к соответствующей эффективной мощности двигателя:

$$\eta_{тр} = \frac{N_{кр}}{N_e}.$$

Значение приведенных коэффициентов находится в следующих пределах: $\eta_{исп} = 0,8 \div 1,0$; $\eta_{тр} = 0,5 \div 0,8$.

Максимальное использование тяговой мощности автомобилей и тракторов является важнейшим условием эффективности их эксплуатации.

20.8. Тяговая и динамическая характеристики

График, отображающий зависимость касательной силы тяги от скорости движения на различных передачах, называется *тяговой характеристикой машины* (рис. 20.8).

Построение тяговой характеристики производится по данным нескольких значений P_k и v_a , определенных в пределах устойчивости режима работы двигателя, т. е. в интервале оборотов n_a и n_e .

На тяговой характеристике отмечаются следующие характерные точки: a — минимальное тяговое усилие, соответствующее максимальной мощности двигателя при n_a , *об/мин*; c — максимальное тяговое усилие, соответствующее максимальному крутящему моменту двигателя при n_c , *об/мин*.

Наиболее экономически выгодным является режим работы при номинальных тяговых усилиях (обороты, близкие к n_b). Это учитывается при выборе руководящего уклона на транспорте и при расчете рейсовой нагрузки.

По тяговой характеристике можно решать тягово-эксплуатационные задачи лесотранспорта — определять вес поезда или нагрузку на машину, скорость и время движения, производительность машины, расходы эксплуатационных материалов и др.

Для сравнительного анализа динамических свойств разных типов машин более удобна динамическая характеристика, которая

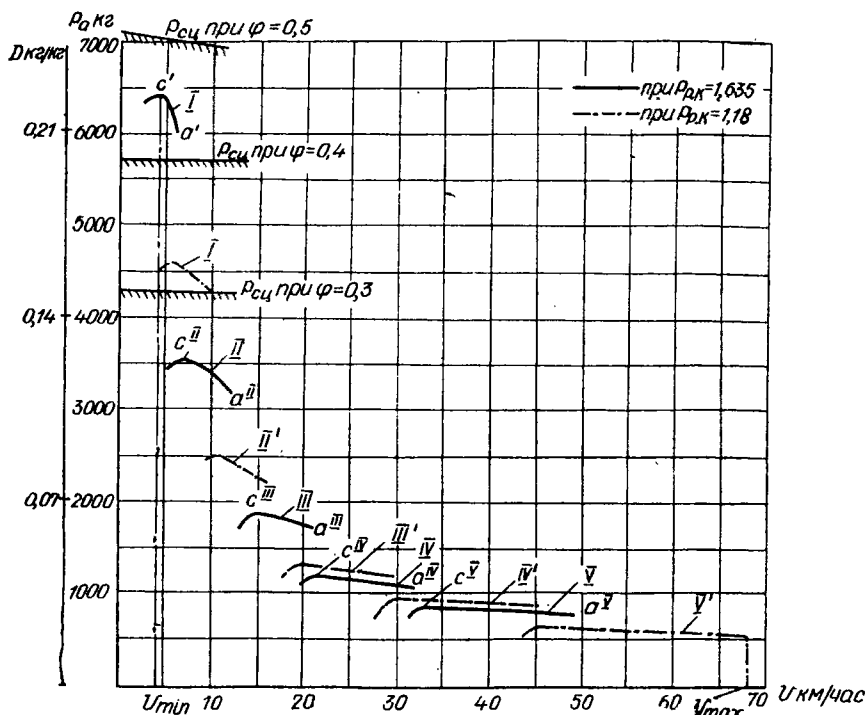


Рис. 20.8. Тяговые характеристики автомобиля МАЗ-509:
сплошная линия — при $P_{r.k} = 1,635$; пунктир — при $P_{r.k} = 1,18$.

базируется на удельной силе тяги. Если в уравнении свободного тягового усилия все члены правой и левой частей разделить на полный вес машины (автопоезда), то получим удельную силу тяги и удельные сопротивления, по которым удобно оценивать динамические качества машины независимо от ее веса:

$$\frac{P_a}{G_a + Q} = D = f \pm i \frac{\delta}{g} j_a \text{ кг/кг.}$$

Отношение свободного тягового усилия к полному весу машины называется *динамическим фактором*, а график зависимости динамического фактора от скорости движения на различных передачах — *динамической характеристикой*.

Тяговая характеристика может быть легко перестроена в динамическую. Для этого тяговые усилия делятся на полный вес

машины с грузом и соответственно изменяется масштаб на оси ординат.

Основное удельное сопротивление f для данного типа дороги и подвижного состава можно считать постоянным. В таком случае

$$D - f = \pm i \pm \frac{\delta}{g} j_a.$$

При установившемся движении, когда $j_a = 0$, максимальный подъем $i_{\max} = D - f$. При движении на горизонтальном участке, когда $i = 0$, максимальное ускорение

$$j_{a\max} = \frac{(D - f) g}{\delta} \text{ м/сек}^2.$$

Если силу тяги по сцеплению разделить на полный вес машины, получим *удельную силу сцепления*, или *сцепной фактор*:

$$U = \frac{G_{\text{сц}} \varphi}{G_a + Q} \text{ кг/кг}.$$

Значение динамического фактора, ограниченного по сцеплению, составит:

$$D_{\text{сц}} = U - \frac{KFv_a^2}{13(G_a + Q)} \text{ кг/кг}.$$

При малых скоростях движения (до 25 км/ч) $D_{\text{сц}} \approx U$. При $i = 0$ сцепной фактор характеризует предельное значение сопротивления качению, которое может преодолеть машина без буксования и застревания $f_{\max} = D_{\text{сц}} - i = D_{\text{сц}}$.

По динамической характеристике можно определить следующие величины: *максимальную скорость* движения — по точке пересечения горизонтальной линии сопротивления качению с кривой динамической характеристики; *максимальные уклоны*, преодолеваемые автопоездом на каждой передаче, — по высоте ординат между горизонтальной линией сопротивления качению и кривыми динамической характеристики; *максимально возможное ускорение* на каждой передаче — по высоте тех же ординат, умноженной на величину g/δ .

Тяговые характеристики трактора могут быть получены при соответствующем правильном выборе его основных параметров, которые определяются посредством тягового расчета. Имея основные параметры трактора, можно построить тяговую характеристику, по которой производится оценка его тяговых и экономических свойств на различных режимах работы.

Тяговая характеристика трактора представляет собой диаграмму, на которой по оси абсцисс отложены силы тяги на крюке $P_{\text{кр}}$, а по оси ординат — соответствующие значения полезной мощности $N_{\text{кр}}$, потери на буксование движителей δ , часовой $G_{\text{т}}$ и удельный g расходы топлива, число оборотов коленчатого вала двигателя n , действительная скорость движения трактора v и тяговый КПД $\eta_{\text{т}}$. Тяговые характеристики могут быть построены экспериментальным путем на основе тяговых испытаний тракторов.

Теоретические тяговые характеристики для вновь проектируе-

мого трактора строятся расчетным путем по известным формулам с использованием регуляторной характеристики дизеля. Составные элементы тяговой характеристики трактора при трех основных передачах представлены на рис. 20.9.

Более удобно изменение всех параметров, характеризующих работу трактора, изобразить на одном графике (рис. 20.10). Нижняя половина графика, имеющая вспомогательное значение, предназначена для нанесения исходных параметров двигателя. Здесь

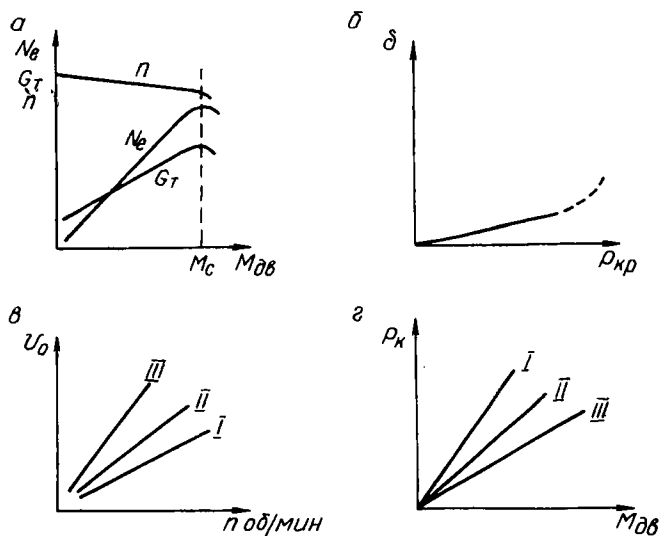


Рис. 20.9. Составные элементы тяговой характеристики проектируемого трактора:

а — регуляторная характеристика дизеля; б — кривая зависимости коэффициента буксования трактора от силы тяги на крюке; в — график изменения теоретической скорости при основных передачах I, II и III; г — график изменения силы тяги на крюке при передачах I, II, III.

строится регуляторная характеристика двигателя, т. е. график изменения эффективной мощности, числа оборотов коленчатого вала и часового расхода топлива в зависимости от крутящего момента двигателя, причем для каждой передачи строятся кривые по своей масштабной шкале моментов. Верхняя половина графика представляет собой собственно тяговую характеристику трактора.

Методика построения характеристики заключается в следующем. От начала координат O_1 верхней части характеристики на оси абсцисс в выбранном масштабе откладываются силы тяги на крюке $P_{кр}$. Начало координат нижней части характеристики находится в точке O , расположенной левее точки O_1 на расстоянии, равном силе сопротивления качению P_f . Отрезки $P_f + P_{кр}$, отложенные на оси абсцисс, представляют собой касательные силы тяги P_k при установившемся режиме работы трактора на горизонтальном участке пути.

Определив номинальные касательные силы тяги при движении трактора на I, II, III основных передачах (по формуле $P_{\text{кном}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{гус}} \frac{M_{\text{ном}} K_{\text{к}}}{r_{\text{к}}}$), откладываем их по оси абсцисс от точки O_1 и в точках A, B и C проводим ординаты I—I, II—II и III—III.

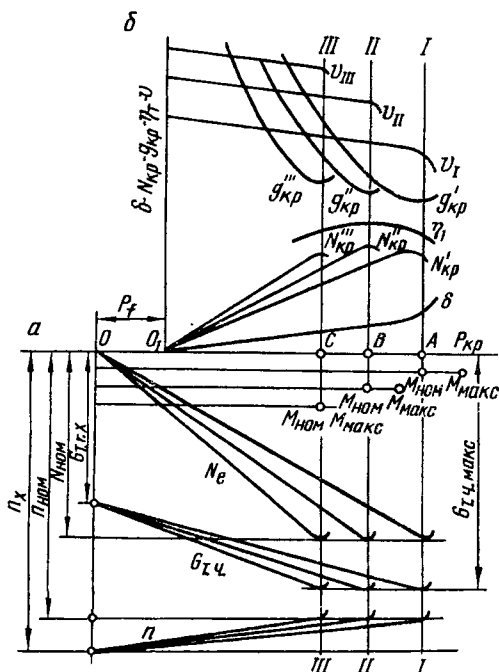


Рис. 20.10. Теоретическая тяговая характеристика трактора.

Так как при установившемся режиме работы на данной ступени передач касательная сила тяги прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, то по оси абсцисс можно отсчитывать в соответствующем масштабе (по ступеням передач) и крутящие моменты двигателя.

В верхней части характеристики строится кривая буксования $\delta = f(P_{\text{кр}})$ по аналогии с экспериментальными кривыми, полученными при тяговых испытаниях трактора такого же типа в близких к заданным грунтовым условиям.

Кривые действительных скоростей движения, определенных по формуле $V = V_0(1 - \delta)$, строятся отдельно для каждой передачи. По кривым скоростей и соответствующей силе тяги на крюке подсчитываются тяговые мощности и строятся кривые этих мощностей

для основных передач $\left(N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{270}\right)$. Кривая тягового к.п.д. строится расчетным путем по формуле $\eta_r = \frac{N_{кр}}{N_e}$. Так как тяговый к.п.д. при данных грунтовых условиях зависит только от нагрузки на крюке и не зависит от включенной передачи, на тяговой характеристике (подобно буксованию) наносится лишь одна кривая тягового к.п.д.

Величина удельного расхода топлива определяется по формуле $g_{кр} = \frac{10^3 C_T}{N_{кр}}$ и изображается тремя кривыми.

20.9. Основы тягового расчета

В задачу тягового расчета входит определение основных параметров машины, обеспечивающих ей в заданных условиях необходимые тяговые и динамические качества.

При заданном весе машины G_a и основной рабочей скорости $v_{раб}$ определяется мощность двигателя N_e .

Для тягачей (тракторов) необходимый вес $G_{тр}$ устанавливается при заданной силе тяги на крюке $P_{кр}$ и далее определяется мощность двигателя N_e . Устанавливается также диапазон изменения передаточных чисел трансмиссии с разбивкой его между передачами.

Принимая вес подвижного состава, груза и рабочую скорость в заданных дорожных условиях, определяют мощность двигателя

$$N_e = \frac{P_{кр} v_{раб}}{270 \eta_m} = \left(G_{a.п} \psi + \frac{K F v_{раб}^2}{13} \right) \frac{v_{раб}}{270 \eta_m} \text{ л. с.}$$

Необходимая сила тяги $P_{кр}$ подсчитывается по формуле тягового баланса. Для колесных машин коэффициент сопротивления качению тягача и прицепов одинаковый. Для автопоездов большой грузоподъемности суммарный коэффициент дорожных сопротивлений ψ задается в пределах 0,04—0,05. Основная рабочая скорость принимается на прямой передаче. Тогда

$$P_{кр} = G_{a.п} \psi + \frac{K F v_{раб}^2}{13} \text{ кг}; \quad G_{a.п} = G_a + Q_1 + G_{пр} + Q_2,$$

где G_a — вес машины, кг; Q_1 — вес груза, приходящийся на машину, кг; $G_{пр}$ — вес прицепного состава, кг; Q_2 — вес груза, приходящийся на прицепной состав, кг.

Расчет полного веса прицепа при вывозке леса производится по максимальному тяговому усилию на первой передаче при сопротивлении на трогание поезда с места. Суммарный коэффициент сопротивления при трогании с места $\psi_{тр} = (1,25 \div 2,50) (f + i)$. Среднее ускорение поезда при трогании с места $j_a = 0,3 \div 0,5 \text{ м/сек}^2$.

Тогда

$$G_{пр} + Q_2 = \left(\frac{P_{кр}}{(\psi_{тр} + j_a/g) (G_a + Q_1)} - 1 \right) (G_a + Q_1) \text{ кг}.$$

Для тракторов (тягачей) задаются силой тяги на крюке или весом буксируемого груза (объемом или весом пакета деревьев). Необходимый вес трактора определяется по сцеплению из уравнения

$$\lambda(G_{\text{тр}} + \gamma Q)\varphi \cos \alpha \geq (G_{\text{тр}} + \gamma Q)(f \cos \alpha + \sin \alpha) + (1 - \gamma)Q(f_{\text{вол}} \cos \alpha + \sin \alpha),$$

где $G_{\text{тр}}$ — вес тягача, кг; Q — вес перевозимого груза, кг; λ — коэффициент, учитывающий долю веса трактора и груза, приходящуюся на ведущие колеса (для трелевочного трактора $\lambda=1$); γ — коэффициент, показывающий долю груза, размещенного на тракторе и увеличивающего его сцепной вес. При трелевке деревьев $\gamma=0,4$; хлыстов — $\gamma=0,5$; φ — коэффициент сцепления: $\varphi=0,4-0,6$; $f_{\text{вол}}$ — коэффициент сопротивления волочению деревьев (для летней лесосеки — $0,5-0,7$, для снежного волока — $0,4$); α — угол подъема ($4-5^\circ$).

При $\gamma=0$, когда весь пакет деревьев движется волоком, уравнение примет вид

$$G_{\text{тр}}\varphi \cos \alpha \geq G_{\text{тр}}(f \cos \alpha + \sin \alpha) + Q(f_{\text{вол}} \cos \alpha + \sin \alpha).$$

При $\gamma=1$, когда пакет деревьев размещается на машине:

$$(G_{\text{тр}} + Q)\varphi \cos \alpha \geq (G_{\text{тр}} + Q)(f \cos \alpha + \sin \alpha)$$

или

$$\varphi \leq f + \operatorname{tg} \alpha.$$

В данном случае сцепной вес машины увеличивается, тяговые возможности повышаются, а сопротивление движению уменьшается.

Для использования тяговых возможностей машины необходимо правильно подобрать размеры шин или гусеничного движителя, чтобы удельные давления на грунт не превышали допустимых.

По приведенным формулам определяется сцепной вес тягача и далее (по заданной рабочей скорости $v_{\text{раб}}$) — мощность двигателя N_e . У существующих гусеничных трелевочных тракторов рабочая скорость составляет $2-3$ км/ч. При увеличении удельной мощности скорость можно повысить до $3-4$ км/ч. Для колесных трелевочных тракторов $v_{\text{раб}}=6 \div 8$ км/ч.

Номинальная свободная мощность N_a (режим работы на номинальных оборотах) определяется исходя из условия равномерного движения машины на максимальной скорости по хорошей дороге:

$$N_a = \frac{\psi(G_a + Q_1) v_{\text{max}}}{270 \eta_m} \text{ л. с.}$$

Минимальная скорость движения v_{min} определяется исходя из условия равномерного движения машины на максимальном подъеме α_{max} :

$$v_{\text{min}} = \frac{270 N_a \eta_m}{P_{\text{max}}}.$$

Заданный угол подъема α_{max} должен быть меньше предельного угла по сцеплению: $\operatorname{tg} \alpha_{\text{max}} = \varphi - f$.

ГЛАВА 21. ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА ЛОКОМОТИВОВ

21.1. Силы, действующие на поезд

К основным внешним силам, действующим на движущийся поезд и влияющим на его динамические качества, относятся сила тяги, силы сопротивления движению и силы торможения. *Окружающая сила* P_o , приложенная к колесам и направленная против движения, отображает действие колеса на дорогу (внутренняя сила), а *реактивная сила* P_k изображает действие дороги на колесо и является тяговой силой. Эта внешняя сила по отношению к транспортной системе действует в направлении движения.

Механическая работа для движения поезда создается в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания тепловозов, на валах тяговых электродвигателей электровоза или в паровых цилиндрах паровоза.

Посредством передаточного механизма эта работа с некоторыми потерями передается на движущие колеса и с помощью рельсов превращается в механическую работу движения поезда. Определенная часть работы идет на перемещение самого локомотива, а другая часть передается на сцепной прибор ближайшего вагона и расходуется на движение вагонов.

С учетом точек приложения различают следующие силы тяги: *индикаторную* P_i , приложенную на поршнях дизеля (паровой машины); *эффективную* P_e , приложенную на валу дизеля; *касательную* P_k , приложенную в точках касания ведущих колес с рельсами; *силу тяги на сцепке* (крюке) $P_{кр}$, приложенную к ударно-тяговому прибору между локомотивом и первым вагоном.

Величину касательной силы тяги тепловоза можно определить из равенства эффективной работы двигателя и работы касательной силы тяги на ободе движущих колес за одно и то же время:

$$P_k \pi D_k n_k = P_e \frac{\pi d^2}{4} \frac{2Sn}{\tau} i \eta_{пер} \beta.$$

Отсюда касательная сила тяги по двигателю

$$P_k = \frac{P_e d^2 S i \eta_{пер} \beta}{2 D_k \tau} = \frac{M_e \eta_{пер} i \eta_{пер} \beta}{0,5 D_k} \text{ кг},$$

где $\frac{n}{n_k} = i_{тр}$ — отношение числа оборотов коленчатого вала n к числу оборотов колес локомотива; n — общее передаточное число силовой передачи (трансмиссии); P_e — среднее эффективное давление;

β — коэффициент, учитывающий мощность, потребляемую вспомогательными агрегатами двигателя ($\beta = 0,9 \div 0,95$); $\eta_{\text{пер}}$ — КПД силовой передачи.

Скорость движения тепловоза определяется по формуле

$$v_{\text{л}} = 0,1884 \frac{D_{\text{к}} n}{i_{\text{тр}}} \text{ км/ч.}$$

По этим формулам строится тяговая характеристика $P_{\text{к}} = f(v_{\text{л}})$ (рис. 21.1). Сила тяги зависит от передаточного числа $i_{\text{пер}}$ и коэф-

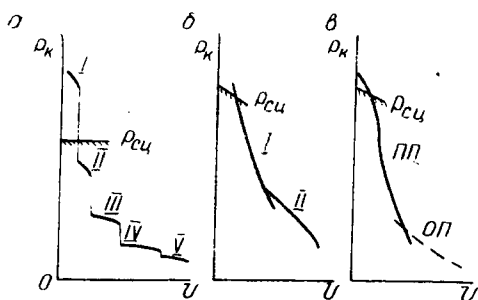


Рис. 21.1. Тяговые характеристики тепловозов:

а — с механической передачей; б — с гидромеханической передачей; в — с электрической передачей.

фициента полезного действия силовой передачи $\eta_{\text{пер}}$, характер изменения которых определяется типом передаточного механизма. Таким образом, вид тяговой характеристики зависит от типа передаточного механизма.

21.2. Тяговая характеристика тепловоза с гидромеханической передачей

Для увеличения числа оборотов насосных колес между дизелем и гидропередачей устанавливается повышающая передача $i_{\text{п}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{н}}}$.

Путем смены зубчатых колес повышающей передачи предоставляется возможность устанавливать одну и ту же гидропередачу на тепловозы с дизелями разных мощностей и разного числа оборотов. Максимальное число оборотов насосных колес ограничивается двумя обстоятельствами. Во-первых, при небольших оборотах дизеля и повышенных оборотах насосного колеса потребуются двухступенчатая, более сложная повышающая передача. Во-вторых, при большом снижении размеров гидравлических аппаратов уменьшается количество рабочей жидкости, и в связи с этим повышаются трудности отвода тепла.

По заданным мощности дизеля и числу оборотов насосного колеса определяются основные размеры гидротрансформатора и гидромуфт и строятся их характеристики:

$$N_{\text{н}} = A \left(\frac{n_{\text{н}}}{100} \right)^3 D_{\text{а}}^5,$$

где $A = \frac{10^6}{716,2} \lambda_n \gamma$ — коэффициент мощности.

При использовании имеющегося гидротрансформатора передаточное число повышающей передачи определяется из следующих уравнений.

Момент, подводимый от дизеля к насосу колесу:

$$M_n = M_{дв} i_n \eta_n \beta.$$

Момент, воспринимаемый гидротрансформатором:

$$M_n = \gamma \lambda_n n_n^2 D_a^5 = \gamma \lambda_n \frac{n_a^2}{i_n^2} D_a^5.$$

Приравняв эти моменты, определяем *передаточное число повышающей передачи*

$$i_n = \sqrt{\frac{\gamma \lambda_n n_a^2 D_a^5}{M_{дв} \beta \eta_n}},$$

где $\gamma \lambda_n$ — коэффициент момента.

Между турбинным валом и ведущими колесами установлена механическая передача с передаточным числом $i_{мех} = \frac{n_t}{n_k}$. *Общее передаточное число гидромеханической передачи (трансмиссии)*

$$i_{тр} = \frac{n_a}{n_k} = i_{г.п} i_n i_{мех},$$

где n_a — число оборотов вала дизеля, *об/мин*; n_k — число оборотов колесной пары тепловоза, *об/мин*; n_n и n_t — числа оборотов насосного и турбинного колес, *об/мин*; $i_{г.п}$ — передаточное число гидротрансформатора, *об/мин*.

Общий КПД гидромеханической передачи $\eta_{г.п} = \eta_{г.п} \eta_n \eta_{мех}$.

Рассмотрим выбор передаточных чисел на примере гидромеханической передачи с одним гидротрансформатором и двумя гидромуфтами. При работе на второй гидромуфте получается максимальная скорость тепловоза

$$v_{\max} = \frac{\pi D_k n_a 60}{1000 i_{тр}^{III}} = 0,1884 D_k \frac{n_a}{i_{тр}^{III}} \text{ км/ч.}$$

Передаточное число на высшей передаче (третьей ступени)

$$i_{тр}^{III} = 0,1884 \frac{D_k n_a}{v_{\max}} = 6,42,$$

где $n_a = 1500$ *об/мин* — число оборотов двигателя при максимальной мощности; $D_k = 0,8$ м — диаметр колеса тепловоза; $v_{\max} = 35$ км/ч.

Общее передаточное число является произведением передаточных чисел последовательно включенных передач:

$$i_{тр}^{III} = i_n i_{г.п} i_{мех}^{III}.$$

Отсюда

$$i_{мех}^{III} = \frac{i_{тр}^{III}}{i_n i_{г.п}} = 8,02,$$

где $i_{\text{гм}} = \frac{1}{0,96} = 1,04$ — передаточное число гидромуфты; $i_{\text{п}} = 0,77$ — передаточное число повышающей передачи.

Скорость перехода на первую гидромуфту не должна быть слишком малой по сравнению с максимальной скоростью тепловоза, так как при этом уменьшаются число оборотов дизеля и его мощность. Выбирать слишком большую скорость перехода также нельзя, поскольку при этом уменьшается диапазон скоростей и потребуется несколько гидромуфт, что вызовет усложнение конструкции передачи.

Обычно принимают

$$\frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{гм}}^{\text{I}}} = \frac{v_{\text{гм}}^{\text{I}}}{v_{\text{гт}}} = 1,45 \div 1,6,$$

причем последнее значение относится к маневровым тепловозам и тепловозам промышленного транспорта.

Аналогичные соотношения скоростей тепловоза по отдельным ступеням берутся и при других видах многоциркуляционных передач.

Для определения скоростей тепловоза по отдельным ступеням нужно найти их передаточные числа.

Определим скорость тепловоза при переходе с первой на вторую гидромуфту:

$$v_{\text{гм}}^{\text{I}} = \frac{v_{\text{max}}}{1,6} = 22 \text{ км/ч.}$$

Скорость тепловоза при переходе с гидротрансформатора на первую гидромуфту

$$v_{\text{гт}} = \frac{v_{\text{гм}}^{\text{I}}}{1,6} = 13,5 \text{ км/ч.}$$

По выбранной скорости перехода с первой на вторую гидромуфту определим передаточное число:

$$i_{\text{тр}}^{\text{II}} = \frac{0,1884 D_{\text{кн}}}{v_{\text{гм}}^{\text{I}}} = 10,4.$$

Но так как $i_{\text{тр}}^{\text{II}} = i_{\text{п}} i_{\text{гм}} i_{\text{мех}}^{\text{II}}$, то передаточное число механической части

$$i_{\text{мех}}^{\text{II}} = \frac{i_{\text{тр}}^{\text{II}}}{i_{\text{п}} i_{\text{гм}}} = 13.$$

Касательная сила тяги

$$P_{\text{к}} = \beta \frac{d^2 S i}{2 D_{\text{к}} \tau} P_e i_{\text{гт}} i_{\text{п}} i_{\text{мех}} \eta_{\text{мех}} \text{ кГ}$$

или

$$P_{\text{к}} = 270 \frac{N_e}{v_{\text{л}}} \beta \eta_{\text{гт}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{мех}}.$$

Задаваясь различными значениями $v_{\text{л}}$, определяют для каждого из них $P_{\text{к}}$ и по полученным данным строят тяговую характеристику.

При гидравлической передаче гидротрансформатор в процессе трогания тепловоза позволяет увеличить крутящий момент в несколько раз, создавая большую силу тяги при малых скоростях. С увеличением скорости крутящий момент и сила тяги плавно уменьшаются. Следовательно, гидротрансформатор в отличие от механической передачи обеспечивает плавное изменение передаточного числа $i_{тр}$ и силы тяги P_k . КПД гидропередачи $\eta_{гп}$ изменяется по параболе. В современных гидропередачах гидротрансформаторы используются при трогании поезда и движении на малых скоростях, а гидромукфы — на высоких скоростях, так как имеют в этом диапазоне более высокий КПД.

Для построения тяговой характеристики необходимо иметь принципиальную схему силовой передачи от дизеля к колесам, совмещенную характеристику дизеля и гидромашин, подобрать передаточные числа трансмиссии для каждой ступени передач и определить к. п. д. передачи.

В основу построения совмещенной характеристики положено то условие, что дизель и гидроаппарат представляют собой единую систему, равновесное состояние которой характеризуется равенством мощности $N_n = N_e$ в. Для построения совмещенной характеристики пользуются «входной» характеристикой гидротрансформатора, которая устанавливает зависимость момента M_n от оборотов насосного колеса n_n и КПД $\eta_{гт}$ при различных передаточных отношениях гидротрансформатора.

Крутящий момент насосного колеса, приведенный к валу дизеля:

$$M_n^{дв} = M_n \frac{1}{\eta_n i_n} = \gamma \lambda_n \frac{n_a^2 D_a^5}{i_n^3 \eta_n \beta} \left(n_n^2 = \frac{n_a^2}{i_n^2} \right).$$

Величина безразмерного коэффициента $\gamma \lambda_n$ задается по безразмерной характеристике в зависимости от передаточного отношения $\gamma \lambda_n = f\left(\frac{1}{i_n}\right)$. По данной формуле строим параболы нагружения —

пучок кривых $M_n^{дв} = f\left(\frac{1}{i_n} n\right)$ — в тех же координатах, в которых построена внешняя характеристика дизеля $M_{дв} = f(n)$. Совмещение кривых $M_n^{дв} = f\left(\frac{1}{i_n} n\right)$ и $M_{дв} = f(n)$ дает совмещенную искомую характеристику дизеля и гидротрансформатора (рис. 21.2).

Диапазон используемых передаточных отношений гидротрансформатора берется примерно от 0,45 до 0,85 в точках, отвечающих значению КПД 0,83. Режим совместной работы дизеля и гидротрансформатора определяется сектором $ABCD$. Максимальный момент при наибольшей скорости находится в точке A . Через эту точку проходит внешняя моментная характеристика дизеля M_e в. При полной подаче топлива момент дизеля на всех режимах гидротрансформатора будет изменяться по кривой AD , а при неизменном режиме гидротрансформатора — по одной из нагрузочных кривых, расположенных в секторе $ABCD$.

Максимальная сила тяги ограничивается условиями сцепления колес с рельсами:

$$P_{\text{кmax}} \leq P_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} \varphi 1000 \text{ кг}.$$

Коэффициент сцепления для узкоколейных локомотивов

$$\varphi = 0,205 + \frac{12}{100 - 12v_{\text{л}}}.$$

На рис. 21.3 приведена тяговая характеристика узкоколейного тепловоза с гидромеханической передачей.

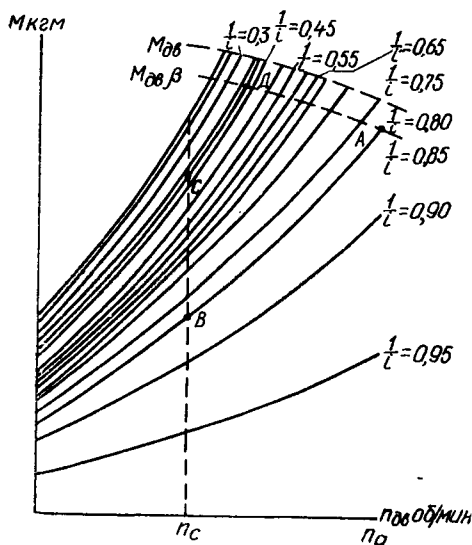


Рис. 21.2. Совмещенная характеристика дизеля и гидротрансформатора:

α — обороты дизеля при максимальной мощности; β — обороты дизеля при максимальном крутящем моменте.

Коэффициент сцепления зависит от чистоты и состояния соприкасающихся поверхностей. Грязь, смазка, увлажнение поверхностей ухудшают сцепление, посыпка рабочих поверхностей кварцевым песком повышает сцепление колес с рельсами. С повышением скорости движения $v_{\text{л}}$ увеличивается степень проскальзывания колес и коэффициент сцепления снижается. Его значение колеблется от 0,3—0,4 для благоприятных условий до 0,01—0,05 для трудных условий.

21.3. Тяговая характеристика локомотива с электрической передачей

Мощность тепловоза определяется мощностью его двигателя:

$$N_{\text{л}} = N_{\text{е}} = \frac{P_{\text{е}} v_{\text{л}} \eta_{\text{п}}}{225 \tau} \text{ л. с.}$$

Касательная мощность на ободе колес равна мощности двигателя за вычетом потерь на служебные нужды β и в силовой передаче $\eta_{\text{пер}}$: главном генераторе $\eta_{\text{г}}$, тяговых электродвигателях $\eta_{\text{т.дв}}$, зубчатой передаче $\eta_{\text{з.п}}$:

$$N_k = N_e \beta \eta_{\text{пер}} = N_e \beta \eta_{\Gamma} \eta_{\Gamma.\text{дв}} \eta_{\text{з.п}} = N_{\Gamma} \beta \eta_{\Gamma.\text{дв}} \eta_{\text{з.п}} \text{ л. с.}$$

Потребная мощность теплового двигателя устанавливается с учетом максимального тягового усилия и минимальной скорости, при которых поезд движется на максимальном подъеме без буксования:

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_{\text{пер}}} = \frac{P_{k\text{max}} v_{\text{лmin}}}{270 \eta_{\text{пер}}} \leq \frac{1000 G_{\text{сц}} \varphi v_{\text{л}}}{270 \eta_{\text{пер}}}.$$

При этом касательная сила тяги не должна быть больше силы тяги по сцеплению:

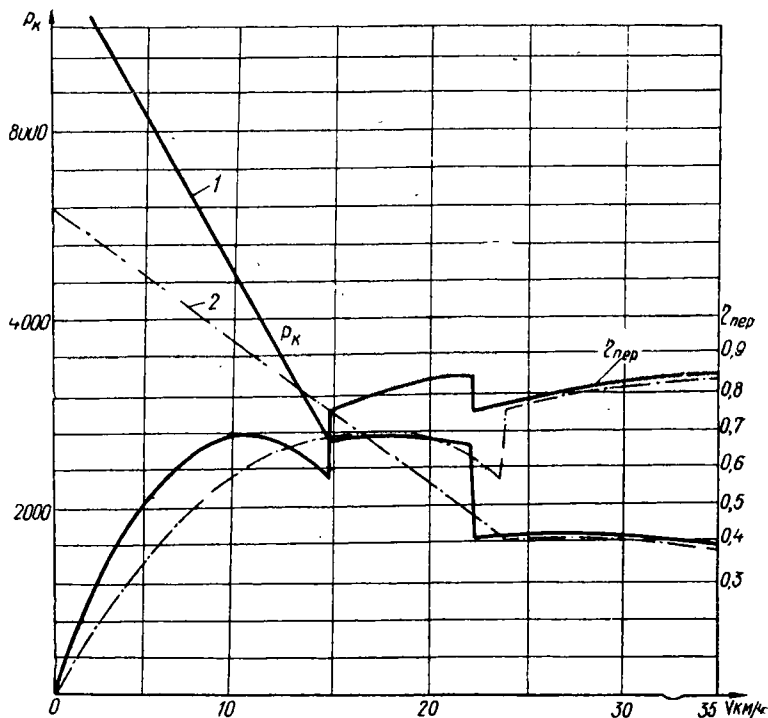


Рис. 21.3. Тяговые характеристики узкоколейных тепловозов с гидропередачей:

1 — передача, состоящая из гидротрансформатора и двух гидромуфт; 2 — передача, состоящая из гидротрансформатора и одной гидромуфты; P_k — касательная сила тяги; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передачи.

$$P_{k\text{max}} \leq P_{\text{сц}} = 1000 G_{\text{сц}} \varphi.$$

Коэффициент сцепления

$$\varphi = 0,250 + \frac{8}{100 + 20v_{\text{л}}}.$$

Сила тяги тепловоза с электропередачей ограничивается тремя основными элементами: дизелем, генератором и сцепным весом.

Так как дизель и генератор объединены в одном агрегате, сила тяги ограничивается дизелем и сцепным весом. Кроме того, ограничение силы тяги и мощности может быть еще по возбуждению генератора и нагреванию электрических машин.

Ограничение касательной силы тяги по электрической передаче

$$\eta_{\text{кпер}} = \frac{270N_{\text{к}}}{v_{\text{л}}} = \frac{270N_{\text{е}}}{v_{\text{л}}} \beta \eta_{\text{г}} \eta_{\text{т.дв}} \eta_{\text{з.п.}}$$

Произведение коэффициентов β расхода мощности на служебные нужды, КПД генератора, тяговых двигателей и зубчатой передачи мало зависит от скорости локомотива $v_{\text{л}}$. Однако сила тяги при постоянной мощности обратно пропорциональна скорости.

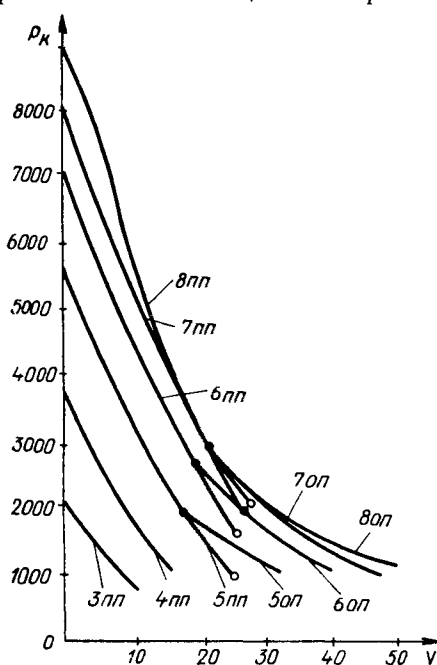


Рис. 21.4. Тяговая характеристика тепловоза ТУ-2 с электропередачей:

ПП — полное поле; ОП — ослабленное поле (при различных позициях контроллера); черный кружок — прямой переход с ПП на ОП; пустой кружок — обратный переход с ОП на ПП.

Если скорость вращения якорей тяговых электродвигателей регулируется путем изменения напряжения, то силу тяги и скорость такого локомотива можно регулировать двумя контроллерами. Один — контроллер машиниста — изменяет $P_{\text{е}}$ за счет количества подаваемого в цилиндры топлива g , а второй служит для изменения числа оборотов двигателя n и поддержания режима возбуждения генератора. Число оборотов дизеля в зависимости от положения контроллера изменяется ступенями, следовательно, изменяется и мощность, и можно получить различные значения $P_{\text{кпер}}$ при данной скорости движения. На графике $P_{\text{к}} = f(v_{\text{л}})$ представлено семейство кривых, близких к гиперболе (рис. 21.4). Характер кривых изменяется в зависимости от схемы включения тяговых двигателей. Каждому положению (позиции) контроллера соответствует определенное включение двигателей: последовательное соединение

всех двигателей — С; последовательно-параллельное — СП; последовательно-параллельное с шунтированием поля — СПШ.

Тяговые двигатели допускают лишь кратковременную значительную перегрузку. Величина максимальной мощности зависит от продолжительности действия перегрузки, определяющей степень нагрева двигателей. Ограничение мощности и силы тяги по нагреванию тяговых двигателей определяется расчетом рабочей температуры их обмоток. При этом пользуются данными стендовых

испытаний, которые представлены кривыми нагревания — зависимость температуры τ от времени t для разных токов нагрузки I . Нагрев двигателя по кривым нагревания определяется для средних по величине токов и не очень малых промежутков времени.

Электровозы приводятся в движение тяговыми двигателями, получающими питание от электростанции через контактную сеть. В связи с этим ограничения силы тяги по генератору энергии (как это имеет место у тепловозов) у электровозов не существует. Максимальная сила тяги у них ограничивается лишь мощностью тяговых двигателей и сцепным весом.

Мощность электровоза определяется мощностью и числом его тяговых двигателей:

$$N_{\text{д}} = N_{\text{т.дв}} m = \frac{IU}{1000} \eta_{\text{т.дв}} m \text{ квт.}$$

Касательная сила тяги образуется благодаря передаче крутящего момента тяговых электродвигателей на колесные пары:

$$P_{\text{к}} = \frac{2M_{\text{т.дв}} i_{\text{з.п}} m}{D_{\text{к}}} \eta_{\text{з.п}} \text{ кг},$$

где $i_{\text{з.п}}$ и $\eta_{\text{з.п}}$ — соответственно передаточное число и КПД зубчатой передачи ($\eta_{\text{з.п}} = 0,97$); m — число тяговых двигателей электровоза.

При часовой и длительной мощностях двигателя примерно 3% получаемой им на валу энергии теряется на трение в зубчатой передаче и моторно-осевых подшипниках.

Характеристики на ободе движущих колес, непосредственно показывающие свойства локомотива, называются электротяговыми. Они выражаются зависимостью скорости $v_{\text{д}}$ движения электровоза, силой тяги $P_{\text{к}}$, развиваемой колесной парой, и КПД двигателя $\eta_{\text{к}}$ (отнесенных к ободу колеса) от тока нагрузки:

$$v_{\text{д}} = f(I); P_{\text{к}} = f(I); \eta_{\text{к}} = f(I).$$

Число оборотов вала якоря

$$n_{\text{т.дв}} = \frac{U_{\text{к}} - IR_{\text{т.дв}}}{c\Phi} \text{ об/мин},$$

где c — постоянная двигателя, зависящая от конструктивных данных.

Скорость движения электровоза

$$v_{\text{д}} = \frac{U_{\text{к}} - IR_{\text{т.дв}}}{c_1\Phi} \text{ км/ч},$$

где c_1 — постоянная двигателя, зависящая, кроме того, от данных зубчатой передачи и колесной пары: $\frac{5,3 \cdot i_{\text{з.п}}}{D_{\text{к}}} \text{ с.}$

Электромагнитный вращающий момент, создаваемый магнитной системой и током двигателя:

$$M_{\text{э}} = cI\Phi \text{ кгм.}$$

Мощность, подводимая к тяговому двигателю:

$$M_{\text{т.дв}} = U_{\text{к}} I 10^{-3} \text{ квт.}$$

В двигателе имеют место потери мощности, состоящие из электрических, магнитных и механических потерь. Поэтому, полезная мощность, получаемая на валу двигателя, будет несколько меньше подведенной.

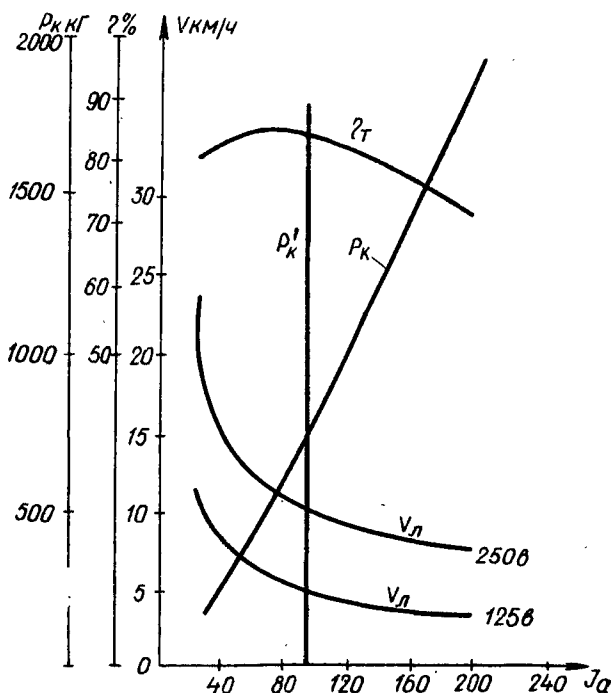


Рис 21.5. Электромеханическая характеристика тягового двигателя ДК-801А:

P_K — сила тяги касательная; η_T — к.п.д. тепловоза; v_L — скорость локомотива; P'_K — часовой режим.

Полезная мощность на ободе колеса

$$N_K = \frac{v_L P_K}{367} \text{ кВт.}$$

КПД на ободе колеса

$$\eta_K = \frac{v_L P_K}{0,367 U_K I'}$$

По приведенным соотношениям можно расчетным путем получить характеристики тяговых двигателей, они также могут быть получены и в результате испытаний двигателей (рис. 21.5).

При помощи электромеханических характеристик двигателей путем несложных графических построений можно получить тяговые характеристики электровоза $P_K = f(v_L)$.

Сила тяги электровоза и скорость движения поезда регулируются машинистом путем воздействия на ток двигателя. При этом изменяется напряжение на его зажимах или магнитный поток главных полюсов, что в свою очередь вызовет изменение вращающего момента тяговых электродвигателей.

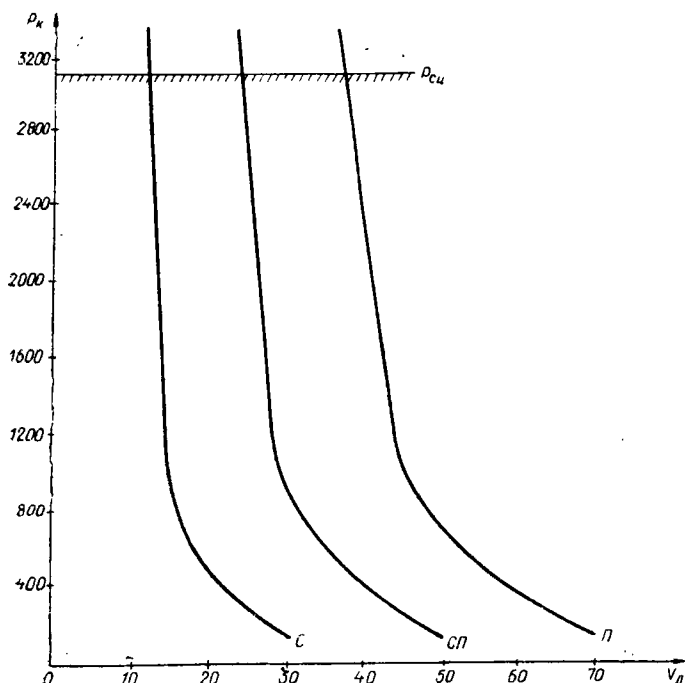


Рис. 21.6. Кривые тяговой характеристики электровоза:

С — при последовательном присоединении двигателей; СП — при последовательно-параллельном; П — при параллельном.

Число кривых на графике $P_k = f(v_n)$ равно произведению числа возможных группировок двигателей на число ступеней ослабления поля плюс единица ($zs + 1$). Например, при двух схемах включения двигателей (последовательной С и последовательно-параллельной СП) и двух ступенях ослабления поля тяговая характеристика будет иметь $2 \cdot 2 + 1 = 5$ кривых $P_k = f(v_n)$.

Для построения каждой из этих кривых задаются токами якоря ($I_{я_1}, I_{я_2}, I_{я_3} \dots$) и по электрохимической характеристике определяют числа оборотов ($n_{т.дв_1}, n_{т.дв_2}, n_{т.дв_3} \dots$), по которым подсчитывают скорости ($V_{л_1}, V_{л_2}, V_{л_3} \dots$), используя формулу

$$v_n = \frac{0,1884 D_k n_{т.дв}}{i_{з.п}} \eta_{з.п} \text{ км/ч.}$$

Эти скорости и являются абсциссами точек на тяговой характеристике. Для тех же значений тока якоря находят силу тяги

($P_{K1}, P_{K2}, P_{K3}, \dots$), которую умножают на число двигателей и получают ординаты точек на тяговой характеристике. По полученному ряду точек проводят кривые $P_K = f(v_{\text{л}})$ (рис. 21.6).

21.4. Тяговая характеристика паровозов

Экипажная часть при взаимодействии с рельсами преобразует во внешнюю работу силы тяги внутреннюю механическую работу, произведенную паровой машиной.

Индикаторная сила тяги по машине определяется из условия равенства работы этой силы работе пара в цилиндрах за один оборот движущих колес:

$$P_i \pi D_K = P_i 0,97 \frac{\pi d^2}{4} 2Si,$$

откуда

$$P_i = 0,97 \frac{d^2 Si P_i}{2D_K} \kappa \Gamma,$$

где 0,97 — коэффициент, учитывающий уменьшение площади цилиндра за счет штока; P_i — среднее индикаторное давление пара в цилиндре, $\kappa \Gamma / \text{см}^2$; $P_i = P_K \xi$; P_K — котловое давление пара, $\kappa \Gamma / \text{см}^2$; ξ — коэффициент индикаторного давления ($\xi = 0,6 \div 0,75$). Подставив в выражение значение P_i , получим

$$P_i = \frac{0,97 d^2 Si P_K \xi}{2D_K}.$$

В действительности, при передаче работы от цилиндров на колеса имеют место потери на трение в механизмах машины, так что на ободу колес будет приложена несколько меньшая сила — *касательная сила тяги* по машине:

$$P_{K_m} = P_i \eta_m = 0,97 \frac{d^2 Si P_K}{2D_K} \xi \eta_m = M \xi \eta_m,$$

где $M = 0,97 \frac{d^2 Si P_K}{2D_K}$ — модуль силы тяги или модуль машины — величина, постоянная для данного паровоза; η_m — механический к.п.д. машины ($\eta_m = 0,85 \div 0,90$).

Входящие в формулу два коэффициента (индикаторного давления и механический КПД) зависят от режима работы паровоза. Они изменяются с изменением скорости движения, величины открытия регулятора и от отсечки пара. Поэтому сила тяги P_{K_m} , реализуемая машиной паровоза, является величиной переменной, зависящей от скорости $v_{\text{л}}$, степени наполнения цилиндров паром ε и открытия регулятора ρ .

Касательная сила тяги по машине P_{K_m} будет реализована только при достаточной паропроизводительности котла. *Часовая мощность паровоза* в зависимости от паропроизводительности котла определяется из выражения

$$N_K = \frac{Z_m H_{\text{исп}}}{B_m / N_K} = \frac{P_{K_{\text{КТ}}} v_{\text{л}}}{270} \text{ л.с.}$$

Отсюда определяем силу тяги по котлу:

$$P_{\text{ккт}} = \frac{270Z_{\text{м}} H_{\text{исп}}}{B_{\text{м}}/N_{\text{к}}} \frac{1}{v_{\text{л}}} \text{ кг.}$$

где $\frac{B_{\text{м}}}{N_{\text{к}}}$ — количество пара, расходуемое на 1 л.с. в час (8 — 10 кг/л.с.ч); $H_{\text{исп}}$ — испаряющая поверхность котла, м^2 ; $Z_{\text{м}}$ — паропроизводительность котла для машины, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$.

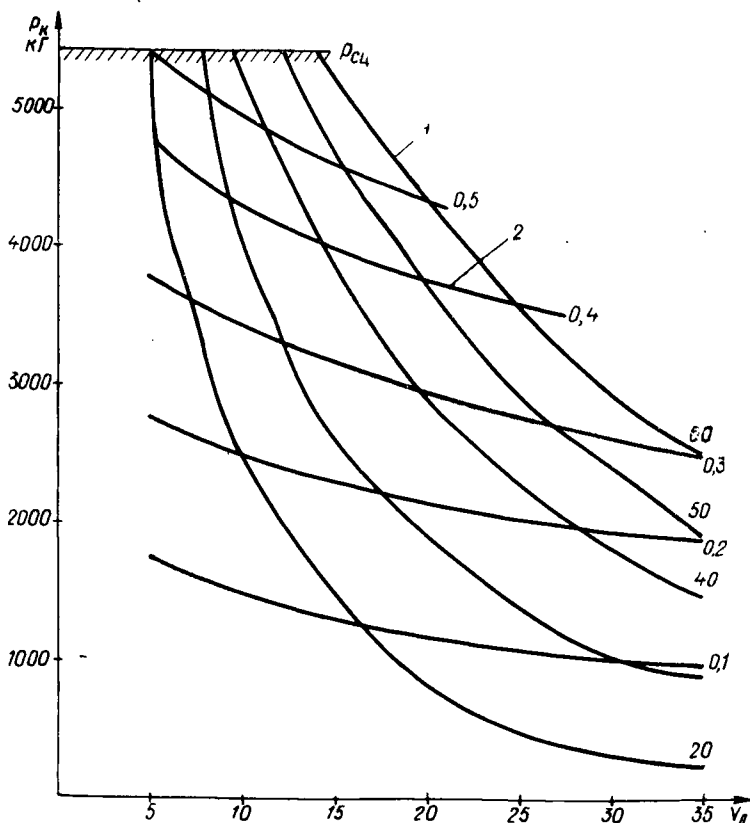


Рис. 21. 7. Тяговая характеристика паровоза:

1 — ограничение силы тяги по котлу; 2 — ограничение силы тяги по машине.

Зависимости котловой силы тяги $P'_{\text{к}}$, форсировки котла и скорости движения паровоза $v_{\text{л}}$ изображаются кривыми, которые получаются опытным путем. Форсировка котла является величиной переменной. Расход пара увеличивается пропорционально скорости движения паровоза. Паропроизводительность при этом повышается значительно медленнее. Поэтому с увеличением скорости приходится снижать отсечку пара или уменьшать открытие регулятора, сокращая поступление пара в машину и уменьшая силу тяги.

Сила тяги по сцеплению $P_{\text{сц}} \geq 1000 G_{\text{сц}} \phi$ кг. Повышение сцеп-

ного веса позволяет поднять ограничение силы тяги по сцеплению. Однако такое повышение сцепного веса не может быть достигнуто за счет увеличения нагрузки на ось, так как последняя ограничивается прочностью рельса. Поэтому идут по пути увеличения числа сцепных осей. Коэффициент сцепления ϕ приближается по величине к коэффициенту трения в начале движения или коэффициенту трения покоя. Он изменяется в больших пределах в зависимости от состояния поверхности рельсов. Например, для рельсов, посыпанных песком, $\phi = 1/3 \div 1/4$; для рельсов совершенно сухих и чистых $\phi = 1/3,5$; для рельсов слегка влажных $\phi = 1/5$; для рельсов, покрытых инеем, и при морозе $\phi = 1/6$; для рельсов при гололедице $\phi = 1/10$.

С уменьшением скорости коэффициент сцепления увеличивается. Поэтому на подъемах, когда требуется большая сила тяги, локомотив ведут на малой скорости. Наибольшая сила тяги реализуется в момент трогания поезда с места, т. е. при скорости, близкой к нулю.

При движении локомотива по кривым условия сцепления колес с рельсами ухудшаются, а также затрудняется подача песка на рельсы. Поэтому в зависимости от радиуса кривой значение расчетного коэффициента снижается от 10 до 20%.

Тяговая характеристика паровоза выражает зависимость касательной силы тяги от скорости движения паровоза, отсечки пара и форсировки котла по машине при полном регуляторе (рис. 21.7).

По оси ординат откладываются значения силы тяги по котлу, машине и сцеплению, а по оси абсцисс — скорости движения паровоза, км/ч. Наклонные кривые (0,1; 0,2; 0,3 и т. д.) представляют собой изменение силы тяги по машине при различных отсечках. Гиперболические кривые отражают изменения силы тяги по котлу. Цифры на кривых (20; 30; 40; 50) соответствуют форсировке для того или иного вида топлива.

21.5. Эксплуатация локомотивов на транспорте леса

В условиях лесной промышленности локомотивы применяются в основном для вывозки леса по узкоколейным железным дорогам. Лесовозный поезд составляется из груженных хлыстами вагонов-сцепов, тележек-сцепов или платформ-сцепов.

Силы сопротивления движению. Силы сопротивления — неуправляемые машинистом силы, направленные против движения. На преодоление этих сил и расходуется сила тяги локомотива. Различают *основное сопротивление*, действующее постоянно при движении поезда, и *дополнительное*, появляющееся при движении по уклонам, кривым, трогании поезда с места и др. В основное сопротивление включаются силы, возникающие в экипажной части локомотива, и силы сопротивления, обусловленные движением агрегатов и механизмов. Во втором случае сопротивление возрастает на проворачивание деталей двигателя и силовой передачи. При движении локомотива в режиме тяги сопротивление меньше, чем в режи-

ме холостого хода (движение при выключенном токе, закрытом регуляторе).

Основное сопротивление движению составляют: сопротивление от трения в шейках осей; сопротивление от качения колеса по рельсам; сопротивление от трения скольжения между колесами и рельсами; потери живой силы от ударов и колебаний; сопротивление воздушной среды. Сопротивление от трения в шейках осей пропорционально коэффициенту трения, нагрузке на ось, диаметру шейки и обратно пропорционально диаметру колеса.

Сопротивление качению колеса по рельсам зависит от типа подвижного состава и нагрузки на оси, типа рельсов, количества шпал на 1 км пути, рода и состояния балласта. В результате конусности поверхности качения колеса, неравенства диаметров бандажей колес одной оси, извилистости движения колесных пар и их перекоса происходит частичное скольжение колеса по рельсу — возникает сопротивление от трения скольжения колес. Сопротивление от ударов имеет место в процессе движения на стыках. При этом часть живой силы поезда затрачивается на механическую работу удара. Это сопротивление зависит от скорости движения в момент удара колеса и от состояния стыков (степени износа рельсов).

Силы сопротивления воздушной среды возникают благодаря давлению лобовой поверхности поезда, трению его боковой поверхности о воздух и образованию разрежения и завихрения воздуха на тыловой и боковой поверхностях поезда. Наибольшее влияние на величину воздушного сопротивления оказывает скорость движения. Сопротивление значительно возрастает при боковом ветре, когда подвижной состав гребнями колес прижимается к рельсам.

Основное сопротивление зависит от многих факторов, которые не подлежат точному учету. Поэтому для практических расчетов пользуются эмпирическими формулами, полученными опытным путем.

Для тепловозов и электровозов:

$$W'_0 = 1,2 + 0,025v_n + 0,00016v_n^2;$$

$$W'_x = 2,3 + 0,035v_n + 0,0002v_n^2.$$

Для узкоколейных тепловозов при $v_n = 20 \div 40$ км/ч

$$W'_0 = 3,2 \div 5,6; \quad W'_x = 5,0 \div 9,6.$$

Для грузовых двухосных вагонов

$$W''_0 = 1,4 + 0,02v_n + 0,5 \frac{v_n}{q}.$$

Для четырехосных вагонов

$$W''_0 = 0,7 + \frac{8 + 0,1v_n + 0,0025 v_n^2}{q_0},$$

где q_0 — нагрузка от оси вагона на рельс, т; q — вес вагона брутто, т.

Для узкоколейных вагонов

$$W_0'' = 1,5 + 0,6 \frac{v_{\text{л}}}{\sqrt{q}}.$$

Дополнительное сопротивление возникает при движении поезда по уклонам, кривым, при трогании поезда с места и др. При движении на подъеме составляющая веса поезда направлена противоположно движению. Удельное сопротивление уклона w_i ($\kappa\Gamma/\text{т}$) численно равно величине уклона i в тысячных. При спуске это сопротивление направлено в сторону движения.

Дополнительное сопротивление на кривых w_r возникает за счет прижатия гребня бандажа переднего колеса к наружному рельсу, поперечного перемещения и продольного скольжения колесной пары при неровности кругов катания колес, а также за счет трения в шкворнях и боковых скользунах в момент входа в кривую и выхода из нее. Величина этих сопротивлений определяется по эмпирическим формулам.

При длине поезда меньше длины кривой дополнительное сопротивление составляет:

для нормальной колеи

$$W_r = \frac{700}{R} \kappa\Gamma/\text{т};$$

для узкой колеи

$$W_r = \frac{425}{R} \kappa\Gamma/\text{т}.$$

При совпадении кривой с уклоном суммарное сопротивление на кривой $i_k = \pm i + W_r$.

Если локомотив имеет большую жесткую базу, то может произойти заклинивание гребней бандажа внутри рельсовой колеи на кривых малого радиуса. Поэтому крутые кривые укладываются с увеличенной шириной колеи (до 16 мм). В целях облегчения вписывания локомотива в крутые кривые применяются поворотные тележки экипажной части.

Сопротивление на трогании поезда с места $W_{\text{тр}}$ значительно больше основного сопротивления при установившемся движении и доходит до 20 $\kappa\Gamma/\text{т}$ (для УЖД $W_{\text{тр}} = 5 \kappa\Gamma/\text{т}$). Это сопротивление зависит от продолжительности стоянки подвижного состава, температуры окружающего воздуха, рода смазки и состояния ходовой части. Для облегчения трогания с места поезд осаживается, т. е. производится сжатие растянутого поезда, после чего вагоны трогаются раздельно или небольшими группами.

По опытным данным, величина основного удельного сопротивления при трогании состава с места определяется по формуле

$$W_0 + W_{\text{тр}} = 11,2 + 0,3 q_0.$$

Сопротивления движению можно уменьшить путем своевременной и качественной смазки подшипников, содержания в исправном состоянии ходовых частей и железнодорожного пути, сокращения количества и продолжительности стоянок и реконструктивных мероприятий пути и подвижного состава. В связи с этим уве-

личится вес поезда и скорости движения и снизится расход горючего и электроэнергии.

Определение веса состава. Вес и скорость поезда являются важнейшими показателями использования мощности локомотива и в значительной степени влияют на производительность железной дороги. Правильный выбор веса поезда увеличивает провозную способность железных дорог, сокращает расход топлива, электроэнергии и снижает стоимость перевозок. Величина наивыгоднейшего веса грузового поезда для данных конкретных условий может быть определена на основании технико-экономических расчетов. Вес поезда зависит от силы тяги локомотива, профиля пути, рода прицепного состава, степени использования энергии поезда и климатических условий.

При определении веса состава исходят из условий движения грузового поезда на расчетном подъеме с равномерной скоростью, а на труднейшем подъеме — с неравномерной скоростью и использованием кинетической энергии. Подъем, по которому рассчитывается вес поезда, называется *расчетным руководящим подъемом* i_p на данном участке пути. Если наиболее крутой подъем имеет сравнительно большую длину, достаточную для достижения поездом равномерной скорости и движения с такой скоростью до конца подъема, он является расчетным. Пользуясь тяговой характеристикой локомотива и установив сопротивление движению, можно определить *вес поезда*:

$$Q_{бр} = \frac{P_k - G_L(W'_0 \pm i + W_r)}{W'_0 \pm i + W_r} = \frac{1000G_{сц\phi} - G_L(W'_0 \pm i_p)}{W'_0 \pm i_p} \text{ кг}.$$

Для определения *грузоподъемности поезда в кубометрах* перевозимого леса пользуются формулой

$$Q = \frac{Q_{бр}}{(1+k)\gamma} \text{ м}^3,$$

где γ — удельный вес древесины ($\gamma = 0,7-0,8$).

Наибольшая длина поезда в грузовом направлении

$$l_n = l_L + \left[\frac{n}{2} (l_{хл} + 2) \right] \text{ м},$$

где l_L — длина локомотива, м; $l_{хл}$ — средняя длина перевозимых хлыстов, м.

Потребная сила тяги P_0 для передвижения заданного состава определяется при оптимальной скорости на горизонтальном участке пути, которая увеличивается в 3—4 раза и принимается за максимальную: $P_{к\max} = 4P_0$. По этой силе определяется *необходимый сцепной вес* $G_{сц}$:

$$G_{сц} = \frac{P_{к\max}}{1000\phi} \text{ т},$$

$$\text{где } \phi = \frac{1}{3,8 + 0,035v_L}.$$

Потребная мощность

$$N_{\epsilon_{\max}} = \frac{P_{\kappa_{\max}} v_{\text{л}}}{270 \eta_{\text{м}}} = \frac{1000 \phi G_{\text{сц}} v_{\text{л}}}{270 \eta_{\text{м}}} \text{ л.с.}$$

Выбрав численные значения ϕ и $\eta_{\text{м}}$, можно определить мощность N_{ϵ} . Зависимость мощности от сцепного веса и скорости устанавливается при предположении минимальной скорости движения на трудных участках пути, где локомотив развивает предельную силу тяги по сцеплению. Имея заданный сцепной вес, можно получить ту или иную мощность двигателя, а имея заданный двигатель — подобрать для него сцепной вес локомотива.

Взаимодействие подвижного состава и пути. Поступательное движение подвижного состава сопровождается и другими формами движения — колебаниями и поворотом вокруг некоторых осей. Вокруг продольной оси происходит вращательное перемещение (боковая качка) и поступательно-возвратные перемещения (подергивание). Совершаются вращательные перемещения вокруг горизонтальной поперечной оси (продольная качка — галопирование) и поступательно-возвратные (поперечный относ и др.). Устойчивость движения железнодорожного транспорта можно рассматривать по аналогии с автомобильным. Однако формы перемещения различны. Например, поперечный относ на железной дороге ограничивается нитками рельсовой колеи.

При движении локомотива давление колес на рельсы (динамическое давление) значительно отличается от статических нагрузок. Динамическое давление может достигать большой величины, опасной для прочности рельс. И наоборот, нагрузка может уменьшиться до полной разгрузки колес, вызывая опасность схода колес с рельсов.

Полная вертикальная нагрузка складывается из постоянной статической и переменной, которая появляется вследствие деформации рессор, при движении колес по неровностям пути, вследствие неровностей на поверхности бандажей. Допустимая статическая нагрузка колес на рельсы находится в зависимости от мощности верхнего строения пути. Сила тяги, приложенная на сцепке, вызывает опрокидывающий момент, дополнительно нагружающий задние и разгружающий передние оси. Перегрузка и разгрузка составляют около 5% статической нагрузки, передаваемой на рельсы. С уменьшением скорости движения локомотива разница в нагрузках на его колесах также становится меньше.

Рессоры снижают вертикальные усилия, действующие на рельсы и локомотив при прохождении по неровностям пути. Благодаря упругости рессор толчки, передаваемые кузову от неровности пути, вызывают его колебания, которые продолжаются и после прохождения колесами неровности. Частота собственных колебаний зависит от массы наддресоренной части и жесткости рессор и составляет 1—3 гц. Частота вынужденных колебаний равна частоте изменений возбуждающей силы.

Наибольшее значение нагрузки от деформации рессор получается равным 15—25% от статической. При движении локомотива

по неровностям пути и при наличии неровности на поверхности бандажа колеса получают ускорение в вертикальной плоскости. Дополнительные нагрузки от неровностей пути вызываются рельсовыми стыками и неравноупругостью, т. е. местными просадками от неодинаковой подбивки шпал, наличия балластных корыт и других недостатков. С увеличением скорости дополнительная нагрузка возрастает. При конструкционной скорости она может достигнуть 80—90% статической нагрузки, передаваемой колесами на рельсы. Рельс рассчитывается как балка, лежащая на сплошном упругом основании.

Суммарная нагрузка, по которой ведется расчет пути, примерно в 2—3 раза превышает статическую. Кроме вертикальной нагрузки, колесо своей ребордой передает на рельс горизонтальную нагрузку, которая достигает значительной величины при движении по кривой. Горизонтальная нагрузка определяется по статической, умноженной на коэффициент, зависящий от величины радиуса кривой. Суммарная нагрузка вычисляется для нескольких значений скорости движения локомотива. Для тех же значений определяется напряжение в рельсах, шпалах и балласте. Сравнивая эти значения с допустимыми, можно установить предельную скорость, с которой может обращаться локомотив на данном участке пути. При движении локомотива с большими скоростями следует проверять его на опрокидывание на кривой под действием центробежной силы. Движение считается безопасным, если равнодействующая веса локомотива и центробежной силы проходит в пределах средней трети ширины колеи рельсового пути.

1. Техническая характеристика автомобилей

Показатели	Марки автомобилей						
	ЗИЛ-157К	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	МАЗ-500	МАЗ-509	КрАЗ-255Л	Урал-375Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Колесная формула	6×6	4×2	6×6	4×2	4×4	6×6	6×6
Грузоподъемность автомобиля, кг	2500	5000	3500	7500	5500	8000	5000
Общий вес буксируемого прицепа (ропуска), кг	3600	8000	6500	12000	13800	18225	10000
Собственный вес автомобиля в снаряженном состоянии, кг	5800	4300	6460	6500	8800	12390	8400
в том числе:							
на переднюю ось	2680	2120	2900	3350	4410	5570	3500
на заднюю ось	3120	2180	3560	3150	4390	6820	4900
Полный вес автомобиля, кг	10450	9525	10185	14225	14300	20390	13200
в том числе:							
на переднюю ось	3050	2575	3055	4225	4900	6120	3900
на заднюю ось (на тележку)	7400	6950	7130	10000	9500	14270	9300
Полный вес автопоезда с грузом (автомобиль-прицеп, автомобиль-ропуск), кг	14050	17525	16685	26225	29650	39500	23200
Габаритные размеры, мм:							
длина	6684	6675	6900	7310	6770	8130	7350
ширина	2315	2500	2500	2500	2600	3000	2690
высота	2360	2335	2480	2620	2900	3370	2680

1	2	3	4	5	6	7	8
База автомобиля, мм	4225	3800	3975	3850	3850	5300	4200
База тележки, мм			1250	—	—	1400	1400
Колея колес, мм: передних	1755	1800	1820	1950	1950	2160	2000
— задних	1750	1790	1820	1860	1900	2160	2000
Наименьший дорожный просвет, мм	310	275	330	290	300	360	400
Максимальная скорость, км/ч	65	85	80	75	60	65	75
Размер шин	12,00—18 (одно- скатные)	260—20 260—508	12,00—20 320—8 (одно- скатные)	12,00—20 (320—508)	12,00—20 (320—508)	15,00—20 (1306 × 530— —533) (одно- скатные)	14,00—20 (370—508) (одно- скатные)
Давление воздуха в шинах, кг/см ² :	(перемен- ное 0,5 —3,5)						
передних	3—3,5	3,5	3,0 (4,2)	4,25	5,5	3,5	3,2
задних	3—3,5	5,0	3,0 (4,2)	5,5	5,5	3,5	3,2
Тяговое усилие лебедки, кг	4500	—	—	—	5000	6000	7000
Двигатель (модель, тип)	ЗИЛ-157 четырёх- тактный, карбюра- торный	ЗИЛ-130 —	ЗИЛ-131 карбюра- торный	ЯМЗ-236 Четырёхтактный с камерой сгорания в поршне	ЯМЗ-236 ЯМЗ-238	ЗИЛ-375 Четырёх- тактный, карбюра- торный	375
Число и расположение цилиндров	6	8	8	6	6	8	8
			Двухрядные под углом 90°				
Диаметр цилиндров, мм	101,6	100	100	130	130	130	108

1	2	3	4	5	6	7	8
Ход поршня, мм	114,3	95	95	140	140	140	95
Литраж, л	5,55	6,0	6,0	11,15	11,15	14,85	7,0
Степень сжатия	6,5	6,5	6,5	16,5	16,5	16,5	6,5
Порядок работы цилиндров	153624	1-5-4-2-6-3-7-8	1-4-2-5-3-6	1-4-2-5-3-6	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-4-2-6-3-7-8	
Максимальная мощность, л. с.	110	150	150	180	180	240	180
Число оборотов, соответствующее максимальной мощности, об/мин	2800	3200	3200	2100	2100	2100	3200
Максимальный крутящий момент, кгм	34,5	41	41	68	68	90	47,5
Число оборотов при максимальном крутящем моменте, об/мин	1100—1400	1800—2000	1800—2000	1500	1500	1500	1800
Минимальный удельный расход топлива, г/э. л. с. ч.	255	240	240	175	175	175	240
Вес незаправленного двигателя (сухой вес), кг		440	460	820	1070	1070	435
Вес двигателя с оборудованием, сцеплением и коробкой передач, кг	640	790	790	1170	1170	1385	575
Силовая передача, муфта сцепления	однодисковая сухая	двухдисковая сухая	двухдисковая сухая	однодисковая сухая	двухдисковая сухая	однодисковая с пружиной демпфером	

Трехходовая, пятиступенчатая с синхронизаторами на II, III, IV и V передачах

Коробка передач

Передаточные числа коробки передач:
на первой передаче

7,44 7,44 6,17 6,17 6,17 5,26 7,44

1	2	3	4	5	6	7	8
II передаче	4,10	4,10	3,40	3,40	3,40	2,90	4,10
III передаче	2,29	2,29	1,79	1,79	1,79	1,52	2,29
IV передаче	1,47	1,47	1,00	1,00	1,00	1,00	1,47
V передаче	1,00	1,00	0,78	0,73	0,73	0,664	1,0
з/х	7,09	7,09	6,69	6,43	6,43	5,48	7,09
Раздаточная коробка	—	двухступенчатая	двухступенчатая с межосевым дифференциалом	—	двухступенчатая с межосевым дифференциалом	двухступенчатая с муфтой включения переднего моста	
Передаточные числа:							
на высшей передаче	—	1,1	1,3	—	1,18	1,41	1,16
на низшей передаче	—	2,08	2,15	—	1,635	2,28	2,27
Главная передача	Двойная: пара конических шестерен со спиральным зубом и пара цилиндрических косозубых шестерен	Двойная: пара конических шестерен со спиральным зубом и пара цилиндрических косозубых шестерен	Центральная коническая пара и колесные передачи — цилиндрические пары	Центральная коническая пара и колесные передачи — цилиндрические пары	Двойная	Одинарная с парой конических шестерен	
Общее передаточное число главной передачи	6,32	7,339	8,9	7,73	8,28	8,21	6,67

1	2	3	4	5	6	7	8
Заправочные объемы, л		Бензин А-66		Бензин А-76		ДЛ или Л — летом; ДЗ или З — зимой; ДА или А при температуре ниже —30°С	
Топливные баки	170	2×170	300+60	200	2×175	2×165	150+65
Система охлаждения (вода или антифриз)	29	29	30	32	35—40	55	21
Система смазки двигателя	Масло М8Б АС-8	Масло АС-8 или АС3П-10	Масло М8Б или АС-8	Масло: летом ДС-11, зимой ДС-8	Летом АС-10 или АС-10, зимой АС 6 или АС-6 11,0		
Картер коробки передач (с коробкой отбора мощности)	Масло ТА-15 или ТА-15В	Масло Т-14Б, ТА-15В или ТА-10	Масло ТА-15 или ТА-15В	24	24	33,5	Масло МТ-16 (МТ-16П) или летом илн ТА-15 МК-22, 15В зимой МС-14
Картер раздаточной коробки	5,1	6,7	4,5	5,5	5,5	5,5	5,1
Картер ведущих мостов:	—	3,3	3,5	—	6,5	15	2,5
переднего	—	3,5	4,0	—	3,0+3,0	13,1	2,5
среднего и заднего	4,5	по 5,0	по 4,0	11+2,8	11,5+3,0	по 13,1	2,5
				(колесн. передач)	(колесн. передач)		

1	2	3	4	5	6	7	8
---	---	---	---	---	---	---	---

Картер рулевого механизма

2,8	2,8	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0
ВНИИП-1 или масло гидро-тем «Р»	Летом масло турбинное 22 или индустриальное 20, зимой — веретенное АУ	ВНИИП-1 или масло «Р» кой ЭФ	Масло МТ-161 и ТС-14,5 с присадкой	Масло автотракторное трансмиссионное или МС-14			—

Система гидроусилителя рулевого управления

4,5	4,0	4,0	4,4
Летом турбинное 22, зимой веретенное	ВНИИП-1 или масло марки «Р» для гидросистем	ВНИИП-1 или масло «Р»	

Амортизаторы

2×0,355	2×0,45	2×1,5	2×1,5	2×0,75	2×0,4
масло веретенное АУ (смесь 50% трансформаторного и 50% турбинного 22)	Амортизационная жидкость АЖ-12Т	Масло веретенное АУ	Масло веретенное АУ (смесь 50% трансформаторного и 50% турбинного 22)	Масло веретенное АУ	Веретенное АУ

1	2	3	4	5	6	7	8
Воздушный фильтр (масло для двигателя)	0,63	0,71	0,6	1,6	1,6	1,4	0,8
Завод-изготовитель и год начала выпуска	Московский автомобильный завод им. Лихачева	Уральский автомобильный завод	Минский автомобильный завод	Кремленчугский автомобильный завод	Московский автомобильный завод им. Лихачева	1969	1961
	1962	1966	1961	1965	1969	1969	1961

2. Техническая характеристика тракторов

Показатели	Трелевочные тракторы					Общего и промышленного назначения					Колесные тракторы	
	ТДТ-40М	ТДТ-55	ТДТ-75	ТТ-4	ТТ-4	ДЭТ-250	Т-130	Т-100М	К-703	Т-157		
1	2	3	4	5	5	6	7	8	9	10		
Тип трактора	Гусеничный, трелевочный, дизельный					Гусеничный, Гусеничный, дизель-электрический, общего промышленного назначения					Колесный, трелевочный, промышленного назначения	
Вес трактора, кг	6500	8700	10500	12620	12620	25000	12695	11100	16400	9900		
Грузоподъемность на трелевке, кг	2500	4000	4500	6000	6000	—	—	—	8000—10000	6000		
Среднее удельное давление, кг/см ²	0,45	0,435	0,42	0,45	0,45	0,565	0,50	0,49	—	—		
Ширина колеи, мм	1480	1690	1910	2000	2000	2450	1880	1880	2110	1910		
Продольная база, мм	2040	2040	2720	2720	2720	4440	2500	2370	3200	2860		
Число опорных колес	8	8	10	10	10	12	10	10	2×2	2×2		
Дорожный просвет, мм	540	525	550	490	490	500 (430)	393	331	500	515		
Максимальное тяговое усилие на крюке, кг	4440	5100	6800	8800	8800	22000	9400	9500	6000	4000		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на тросе лебедки, кг	5100	7250	8600	12000	—	—	—	—	7250
Максимальная скорость, км/час	10,30	10,92	7,64	10,16	20	10,45	10,15	31,7	35,4
Габаритные размеры, мм:									
длина	4500	5850	5505	6060	6326	4373	4255	7840	5605
ширина	2014	2245	2370	2500	3220	2475	2460	2838	2540
высота	2430	2560	2675	2750	3180	3073	3040	3580	2920
Двигатель. Марка	Д-48Г	СМД-14Б	Д-75Г-АТ	АМ-01Л	В-30	Д-130	Д-108	ЯМЗ-238НБ	СМД-60
Тип двигателя	4-тактный, вихрекамерный, дизельный	4-тактный, вихрекамерный, дизельный	4-тактный, вихрекамерный, дизельный	4-тактный, дизель с непосредственным впрыском топлива	4-тактный, дизель с непосредственной разделенной камерой в поршне	4-тактный, дизель с турбонаддувом	4-тактный, дизель с турбонаддувом	4-тактный, дизель с турбонаддувом	4-тактный, дизель с турбонаддувом
Число цилиндров	4	4	4	6	12	4	4	8	6
Диаметр цилиндра, мм	105	120	125	130	150	145	145	130	130
Ход поршня, мм	130	140	152	140	180 (186,7)	205	205	140	115
Объем цилиндров, л	4,5	6,33	7,45	11,15	38,88	13,54	13,54	14,86	9,15

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Степень сжатия	17	17	16	16,5	15	14	14	16,6	15,0
Номинальная мощность двигателя, л. с.	48—50	62—65	75	110	300	140	108	200—220	150
Соответствующее число оборотов, об/мин	1600	1500	1500	1600	1500	1070	1070	1700	2100
Максимальный крутящий момент, кгм	24	32	36	57	165	102	82	95	54 (2000)
Соответствующее число оборотов, об/мин	1100— —1200	1100— —1300	1200	1100—1300	1000—1100	850	800	1100—1400	
Минимальный удельный расход топлива, г/з. л. с. ч.	200	200	200	180	175	175	180	170	185
Вес двигателя, кг	700	650	975	1250	1100	2000	2150	1170	850
Силовая передача	Механи- ческая	Механи- ческая	Механи- ческая	Механи- ческая	Однополюс- ная, электри- ческая постои- тельного тока	Механиче- ская	Механиче- ская	Механиче- ская	Механиче- ская
Муфта сцепления	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали	Фрикционная замкнутая, с управлением от педали

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Скорости движения и тяговые усилия на крутке:	<div> <div>Режимы</div> <div> <div>II</div> <div>без ходоуменьшителя IV</div> </div> </div>								
на 1-й передаче	2,33/4400	2,5/5000	2,14(2,43)6820	2,2/9700	$v = 2,3 \div 12,5$	3,22/9000	2,36/9500	5,48/6000	17,45/1580 5,4/4000
на 2-й »	3,14/3100	3,3/3500	2,64(3,0)5320	2,6/8200	$i_{\text{мех}} = 25,5$	3,84/7500	3,78/5600	6,64/6000	21,10/1100 7,2/3600
на 3-й »	4,10/2220	4,3/2300	3,25(3,68)4160	3,3/6300	транспорт-	4,46/6000	4,51/4550	8,01/4850	25,50/700 9,75/3110
на 4-й »	6,35/1200	6,7/1300	4,55(5,17)2660	4,4/4500	ный режим	5,32/5000	6,4/2900	9,62/3840	30,80/250 12,9/2210
на 5-й »	10,35/480	11,0/450	7,64(8,65)1150	5,0/3800	$v = 3,0 \div 20,8$	6,48/4000	10,13/1500		13,2/2130
на 6-й »				5,8/3100	$i_{\text{мех}} = 16,5$	7,75/3000			17,6/1140
на 7-й »				7,5/2200		8,96/2500			23,8/915
на 8-й »				10,5/1400		10,65/2000			31,5/540
Задний ход	2,18	2,3	2,57(2,92)	3,4—6,6/6000—2600	—	I — IV 3,4 — 8,63	I—IV 2,79—7,61	Режимы I II	
Заправочные объемы, л								4,69—8,67	15,75—27,80
Топливные баки	100(+3)	120(+5,5)	110(+6)	18(+6)	700	330(+7)	235(+7)	450	315 (+8)
Система охлаждения	25	35	52	37	85	75	75	63	48

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система смазки									
Двигателя									
(включая пусковой)									
16	21			25	85	27	27	32	20(+0,65)
Центральная передача и коробка передач									
2,5+3,5	2,4+3,5		43	18	80	50	43,7	20+25	38+12,8
Конечная передача (раздаточная коробка)									
2×2=4	3×2=6	3,6×2=7,2	3,6×2=7,2	3,6×2=7,2	8,5×2=17	12×2=24	22×2=44	14×2=28	9,2
28	36,5	53	53	53	120	4,7	4,7	40	38
Гидросистема									
Завод-изготовитель и год начала выпуска									
Онежский тракторный завод	1961	1966	1962	1969	1962	1969	1964	Ленинградский Кировский завод	Харьковский тракторный завод

3. Техническая характеристика тепловозов

Основные данные	Широкой колеи (1542 мм)			Узкой колеи (750 мм)		
	ТГМ-22	ТГК-2	ТУ-4	ТУ-5	ТУ-2	ТУ-6
1	2	3	4	5	6	7
Служебный вес, т	44	30	18	24	32	12
Осевая формула	0-3-0	0-2-0	2-2	2-2	2 ₀ -2 ₀	2-2
Нагрузка от осн на рельсы, т	14,6	15,0	4,5	6,0	8,0	3,0
Двигатель	1Д12Н-500 У1Д6-250ГК У1Д6-250ГК 1Д12-400 1Д12 АМ-41					
Мощность двигателя, л. с.	500	250	250	400	300	90
Число оборотов, об/мин	1500	1500	1500	1600	1500	1750
Число и расположение цилиндров	12V	6P	6P	12V	22V	4P
Диаметр цилиндров, мм	150	150	150	150	150	130
Диаметр поршня, мм	180/186,7	180	180	180/186,7	180/186,7	140
Степень сжатия	14,6	14—15	14—15	14—15	14—15	16,5
Литраж двигателя, л	38,88	19,1	19,1	38,88	38,88	7,45
Давление наддува, кг/см ²	1,2—1,45	1,2—1,45	1,2—1,45	—	—	—
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч.	170	165	165	180	175	185
Сухой вес днзеля с поддизельной рамой, кг	1665	1450	1450	1750	1750	950
Тип передачи	Гидравли- Гидромеханическая уни- Гидравли- Электро- ческая трех- фицированная однополост- ческая трех- механическая полостная ная УГП-230 полостная УГП-350 — ГП-400 500					

1	2	3	4	5	6	7
Количество гидротрансформаторов и гидромуфт	1/2	1/0	1/0	1/2	Генератор МПТ 49/25-3 коробка п-независимого редач, ре-возбуждения верс-редук-тор, кардан-ная переда-ча, осевой привод	
Число ступеней скорости	3	2	2	3	Мощность 195 квт;	
Включение скоростей	Наполнение гидромуфта-тов	Фрикцион-ными муфта-ми	Фрикцион-ными муфта-ми	Наполнение гидромуфта-тов	U=450 в, ток 434 а, $n_r = 1500$ об/мин. Двигатели 4 Марка ДК-806А. Мощ-ность 55 квт U=275 в, ток 200 а. Число оборотов якоря $n_{яв} = 1035$ об/мин.	
Конструкционная скорость, км/час	30/60	30/60	50	50	50	40
Скорость при длительном режиме, км/ч	7/14	5/10	8	8	13	8
Длительная сила тяги, т	12,5/6,25	7,2/3,6	4,5	5,75	4,65	2,2
Диаметр колес, мм	1050	900	600	600	900	600
Колесная база тележки, мм	—	—	1400	1400	1700	1400
Расстояние между шкворнями тележек секции, мм	—	—	4600	4700	5000	3500

1	2	3	4	5	6	7
Минимальный радиус проходимых кривых, мм	60	50	40	40	50	25
Габаритные размеры тепловоза, мм:						
длина (по осям автосцепок)	8920	8280	8400	8850	10740	8230
ширина	3150	3074	2515	2515	2450	2503
высота (от головки рельсов)	4060	3468	3295	3435	3470	3295
Запасы, кг:						
топлива	1200	600	580	1100	680	340
Масла для дизеля и передачи	120+250	70+245	65+245	110+200	120	23+32
Запасы, кг:						
воды	45	90	110	50	185	50
песка	250	180	380	475	200	300
Завод-изготовитель и год начала постройки	Муромский	Калужский	Камбарский	Камбарский	Калужский	Истинский, Камбарский
	1960	1962	1962	1964	1956	1968

ЛИТЕРАТУРА

- Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. М., 1967.
- Барский И. Б. и др. Конструкции, основы теории и расчет тракторов. М., 1971.
- Болдов Н. А., Степанов А. Д. Теплоэлектрический подвижной состав. М., 1968.
- Вихерт М. М. и др. Конструирование и расчет автотракторных двигателей. М., 1964.
- Галкин Ю. М. Электрооборудование автомобилей и тракторов. М., 1968.
- Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., 1962.
- Горбачевский В. А. Колесные трелевочно-транспортные машины. М., 1968.
- Денисов А. Г. и др. Автомобиль-самосвал БелАЗ-540. М., 1971.
- Зайчик М. И. и др. Тяговые машины и подвижной состав лесовозных дорог. М., 1967.
- Исаков П. П. Дизель-электрический трактор ДЭТ-250. М., 1965.
- Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., 1966.
- Кленников В. М., Кленников Е. В. Теория и конструкция автомобиля. М., 1965.
- Косенко Б. Ф., Тюркин Б. П. Тракторы Л., 1968.
- Лызо Г. П. и др. Тракторы, автомобили, двигатели. М., 1968.
- Лысов М. М. Рулевое управление автомобилей. М., 1964.
- Нарбут М. В. Теория и расчет лесовозных тяговых и агрегатных машин. Л., 1964.
- Носов Н. А. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. М., 1972.
- Орлов С. Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. М., 1963.
- Рудая К. И. Электрическое оборудование тепловозов. М., 1968.
- Сабинин А. А. Автомобили ЗИЛ-130 и ГАЗ-53А. М., 1969.
- Свиткин В. В., Тихонов А. Ф. Узкоколейные локомотивы. Л., 1965.
- Степанов А. Д. и др. Передачи мощности тепловозов. М., 1967.
- Третьяков А. П. и др. Подвижной состав и тяга поездов. М., 1961.
- Херсонский С. Г. и др. Автомобили-лесовозы МАЗ-509 и МАЗ-509П. М., 1969.
- Шаройко П. М., Середа В. Т. Гидравлические передачи тепловозов. М., 1963.
- Яковлев А. И. Электропривод автомобилей и автопоездов. М., 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
РАЗДЕЛ I. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	17
Глава I. Общее устройство двигателей	17
1.1. Основные понятия	17
1.2. Классификация двигателей	18
1.3. Механизмы и системы двигателя	21
Глава 2. Основы теории поршневых двигателей	24
2.1. Общие положения	24
2.2. Горючая смесь и рабочие газы	27
2.3. Действительные циклы двигателей внутреннего сгорания	32
Глава 3. Характеристики двигателей	45
3.1. Индикаторная мощность двигателя	45
3.2. Эффективные показатели двигателя	49
3.3. Скоростная характеристика	54
Глава 4. Основы динамики двигателя	59
4.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	59
4.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма	62
4.3. Уравновешивание двигателя	65
Глава 5. Кривошипно-шатунный механизм	68
5.1. Цилиндры двигателя	68
5.2. Шатунно-поршневая группа	71
5.3. Коленчатый вал и маховик	75
Глава 6. Механизм газораспределения	79
6.1. Общее устройство и работа	79

6.2. Фазы газораспределения	81
6.3. Конструктивный обзор механизма газораспределения	85
6.4. Неисправности механизма газораспределения	87
Глава 7. Системы охлаждения	89
7.1. Общие сведения	89
7.2. Жидкостное охлаждение	89
7.3. Механизмы и приборы системы охлаждения	92
Глава 8. Система смазки двигателя	100
8.1. Общие сведения	100
8.2. Смазочные масла	101
8.3. Механизмы и приборы системы смазки	103
8.4. Неисправности системы смазки	110
Глава 9. Система питания карбюраторного двигателя	112
9.1. Топливо для карбюраторных двигателей	112
9.2. Смесеобразование в карбюраторных двигателях	114
9.3. Устройство и работа карбюраторов	120
9.4. Механизмы и приборы подачи топлива и воздуха	128
9.5. Неисправности системы питания	130
Глава 10. Система питания дизельных двигателей	131
10.1. Топливо для дизельных двигателей	131
10.2. Смесеобразование в дизелях	133
10.3. Основные приборы системы питания	137
10.4. Регуляторы оборотов	143
10.5. Неисправности системы питания	149
Глава 11. Электрическое оборудование тяговых машин	150
11.1. Общие сведения	150
11.2. Аккумуляторные батареи	151
11.3. Электрические генераторы	158
11.4. Регулирующие устройства	166
11.5. Неисправности генератора	176
Глава 12. Потребители тока	177
12.1. Система зажигания	177
12.2. Батарейное зажигание	178
12.3. Полупроводниковая система зажигания	183
12.4. Зажигание от магнето	190
12.5. Неисправности системы зажигания	192
12.6. Система освещения, световой сигнализации и контрольно-измерительные приборы	193
Глава 13. Пуск двигателей	198
13.1. Общие положения	198

13.2. Пусковые устройства	200
13.3. Вспомогательные средства, облегчающие пуск двигателей	206
РАЗДЕЛ 2. СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ	210
Глава 14. Механическая силовая передача	210
14.1. Общие сведения	210
14.2. Муфта сцепления	212
14.3. Коробка передач	220
14.4. Карданная передача	234
14.5. Главная передача и дифференциал	239
Глава 15. Гидравлические передачи	247
15.1. Общие сведения	247
15.2. Гидромуфта	248
15.3. Гидротрансформатор	255
15.4. Комплексный гидротрансформатор	259
15.5. Типы гидромеханических передач	262
Глава 16. Электрические и электромеханические передачи	268
16.1. Общие сведения	268
16.2. Главный генератор	272
16.3. Тяговые электродвигатели	281
16.4. Регулирование тяговых электродвигателей	284
16.5. Электропривод с мотор-колесами	290
16.6. Электрическая передача при электровозной тяге	296
16.7. Тяговые электродвигатели	299
РАЗДЕЛ 3. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ	304
Глава 17. Ходовая часть колесных и гусеничных машин	304
17.1. Ходовая часть колесных машин	304
17.2. Ходовая часть гусеничных машин	314
17.3. Подвеска машин	319
Глава 18. Механизмы управления колесных и гусеничных машин	325
18.1. Поворот гусеничной машины	325
18.2. Механизмы поворота гусеничных машин	328
18.3. Поворот колесных машин	334
18.4. Рулевое управление	336
18.5. Тормозная система	346
18.6. Тормозной механизм	348
18.7. Тормозной привод	352
18.8. Неисправности тормозного управления	358
Глава 19. Экипажная часть и системы управления локомотивов	360

19.1. Экипажная часть	360
19.2. Управление локомотивов	363
19.3. Торможение локомотивов	367
19.4. Тормозные средства	369
РАЗДЕЛ 4. ОБЩАЯ И ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА ЛЕСОТРАН- СПОРТНЫХ МАШИН	375
Глава 20. Общая и тяговая динамика колесных и гусенич- ных машин	375
20.1. Динамика машин	375
20.2. Нагрузка на колеса машины	377
20.3. Продольная и поперечная устойчивость	380
20.4. Передаточные числа трансмиссии	384
20.5. Силы и моменты, действующие в тяговой машине	386
20.6. Силы сопротивления движению	391
20.7. Тяговый и мощностный баланс	396
20.8. Тяговая и динамическая характеристики	398
20.9. Основы тягового расчета	403
Глава 21. Тяговые свойства локомотивов	405
21.1. Силы, действующие на поезд	405
21.2. Тяговая характеристика тепловоза с гидромеха- нической передачей	406
21.3. Тяговая характеристика локомотива с электри- ческой передачей	410
21.4. Тяговая характеристика паровозов	416
21.5. Эксплуатация локомотивов на транспорте леса	418
Приложения	424
Литература	439

ТИХОНОВ А. Ф.

Т 46 Тяговые машины. Минск, «Вышэйш. школа», 1974.

448 с. с ил.

Учебное пособие предназначается для студентов вузов специальности «Лесинженерное дело», а также будет полезно для лесомеханических специальностей. Подробно рассматриваются устройство и работа колесных и гусеничных машин и локомотивов, используемых для транспорта леса.

Т $\frac{0318-128}{М 304(05)-74}$ Доп. изд.

Тихонов Адам Фомич
ТЯГОВЫЕ МАШИНЫ

Редактор *К. И. Тарасов*
Мл. редактор *Н. С. Новикова*
Обложка *Н. М. Гавриловича*
Худож. редактор *Г. И. Важнов*
Техн. редактор *М. Н. Кислякова*
Корректоры *М. Г. Москаленко, Е. В. Сукач*

АТ 11590. Сдано в набор 11/I 1974 г. Подписано к печати 6/IX 1974 г.
Бумага 60×90¹/₁₆. типогр. № 3. Печ. л. 28. Уч.-изд. л. 29,39. Тип.
зак. 726. Тираж 1000 экз. Цена 1 руб. 16 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220600, Минск, ул. Кирова, 24.

Полиграфический комбинат им. Я. Коласа Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Минск, ул. Красная, 23.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА» ПРЕДЛАГАЕТ СЛЕДУЮЩИЕ ИЗДАНИЯ

Ж и л к и н Б. Д. Повышение продуктивности сосновых насаждений культурой люпина. 1974. 70 к.

В монографии подводятся итоги многолетней работы автора и его учеников по повышению продуктивности и улучшению качественного состава лесов путем биологической мелиорации люпином. Введение многолетнего люпина многолистного в насаждения сосны, ели, дуба дает возможность не только повышать их общую биологическую продуктивность, устойчивость против пожаров и других повреждений, но и улучшать окружающую среду. Даются практические рекомендации по агротехнике введения люпина с применением механизации, анализируется экономическая эффективность биологической мелиорации лесов. Приводится критический обзор публикаций в этой области ряда наших и зарубежных авторов.

Рассчитана на специалистов лесного хозяйства, лесомелиораторов, студентов лесохозяйственных факультетов. Может быть использована студентами агрономических, географических и биологических факультетов и преподавателями средней школы.

Лесоведение и лесное хозяйство.
Вып. 8. Респ. межвед. сборник. 1974.
1 р. 50 к.

Рассматриваются вопросы лесоведения и лесоводства, лесных культур, лесной селекции, таксации и лесоустройства, защиты и охраны леса, мелиорации и механизации, экономики и организации производства.

Сборник рассчитан на специалистов лесного хозяйства: работников лесхозов и лесных проектных организаций, научно-исследовательских институтов, преподавателей и аспирантов лесохозяйственных и лесотехнических вузов, работников заповедников и лесохозяйственных хозяйств.

Заказы направлять по адресу:
Минск, Омский пер., 13, Управление
книжной торговли Госкомиздата БССР.

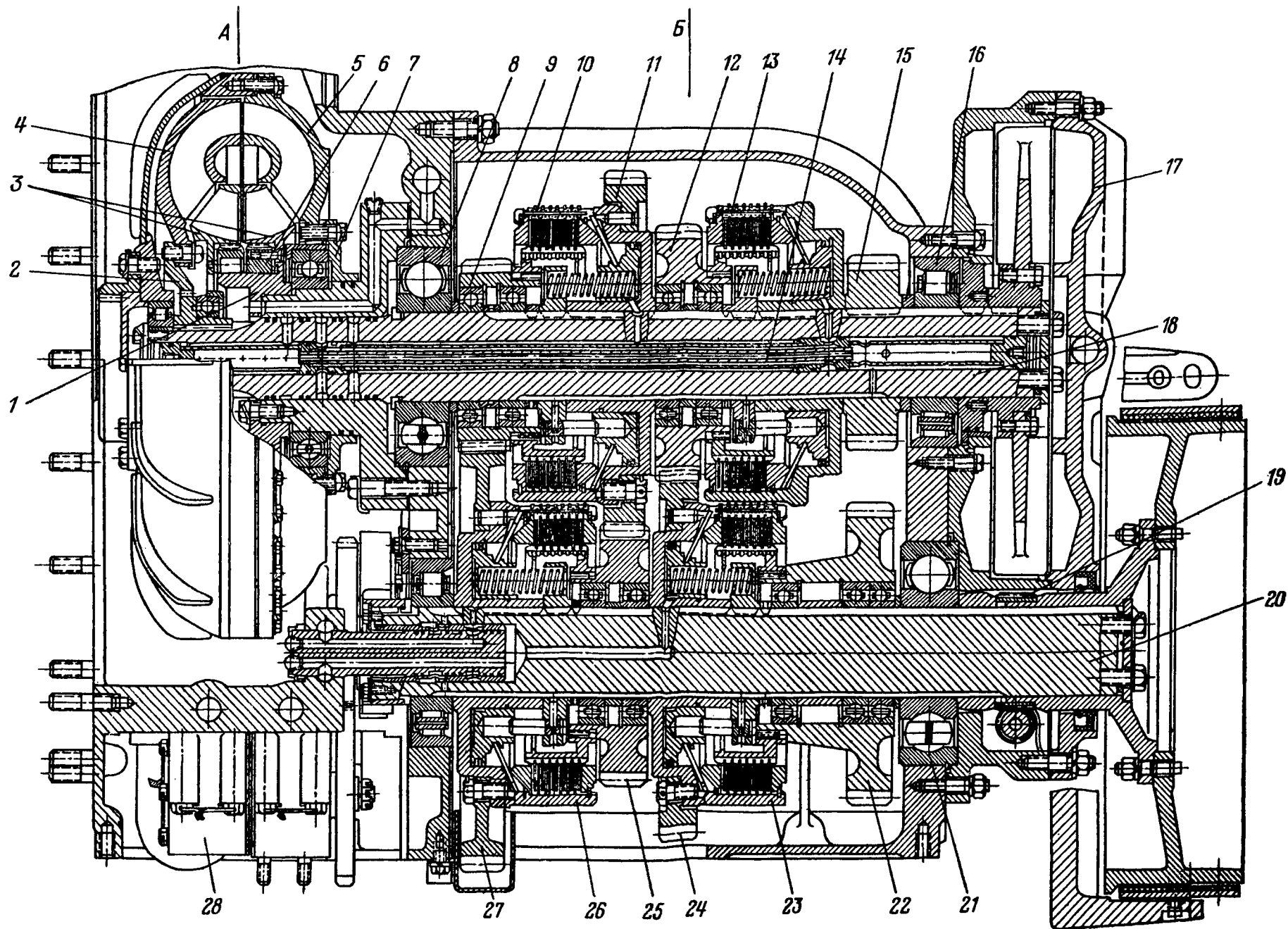


Рис. 15.12. Гидромеханическая передача БелАЗ-540:

1 — ступица реакторов; 2 — ступица турбины; 3 — реакторы; 4 — турбина; 5 — насос; 6 — муфта свободного хода реактора; 7 — ступица насоса; 8 — передний подшипник первичного вала; 9 — ведущая шестерня первой передачи; 10 — фрикцион первой передачи; 11 — ведущая шестерня третьей передачи; 12 — ведущая шестерня второй передачи; 13 — фрикцион второй передачи; 14 — распределитель первичного вала; 15 — ведущая шестерня заднего хода; 16 — задний подшипник первичного вала; 17 — тормоз-замедлитель; 18 — первичный вал; 19 — ведущая шестерня привода спидометра; 20 — вторичный вал; 21 — задний подшипник вторичного вала; 22 — ведомая шестерня заднего хода; 23 — фрикцион заднего хода; 24 — ведомая шестерня второй передачи; 25 — ведомая шестерня третьей передачи; 26 — фрикцион третьей передачи; 27 — ведомая шестерня первой передачи; 28 — блок насосов; А — комплексный гидротрансформатор; Б — трехступенчатая фрикционная коробка передач.