

В. М. КОТИКОВ, А. В. ЕРХОВ

# ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

УЧЕБНИК

*Допущено*

*Экспертным советом по профессиональному образованию  
качестве учебника для использования в учебном процессе образовательных  
учреждений, реализующих образовательные программы  
среднего профессионального образования  
по специальностям 110301 «Механизация сельского хозяйства»  
и 190605 «Техническая эксплуатация подъемно-транспортных,  
строительных, дорожных машин и оборудования»*



Москва  
Издательский центр «Академия»  
2008

УДК 656.137/629.113(075.32)  
ББК 39.3я723  
К732

Рецензенты:

председатель цикловой комиссии спецдисциплин специальности 190604  
ГОУ СПО «Мытищинский машиностроительный техникум» *Ю.А. Коган*;  
зав. отделом технического сервиса ФГНУ «Росинформагротех»  
Минсельхоза России, д-р техн. наук, проф. *И.Г. Голубев*

**Котиков В. М.**

К732 Тракторы и автомобили : учебник для студ. учреждений  
сред. проф. образования / В. М. Котиков, А. В. Ерхов. — М. :  
Издательский центр «Академия», 2008. — 416 с.  
ISBN 978-5-7695-3989-3

Рассмотрены общие вопросы устройства и работы двигателей, транс-  
миссий и систем управления автомобилей и тракторов, а также их допол-  
нительного оборудования. Даны основы теории двигателя внутреннего сго-  
рания и движения машин. Приведены основные положения по охране  
труда при эксплуатации и обслуживании автотракторной техники.

Для студентов образовательных учреждений среднего профессиональ-  
ного образования. Может быть полезен всем интересующимся конструи-  
рованиями современных тракторов и автомобилей.

УДК 656.137/629.113(075.32)  
ББК 39.3я723

*Учебное издание*

**Котиков Вадим Матвеевич,  
Ерхов Александр Владимирович**

**Тракторы и автомобили**

**Учебник**

Редактор *Л. А. Левченкова*. Технический редактор *О. Н. Крайнова*

Компьютерная верстка: *С. Б. Федорова*

Корректоры *С. Ю. Свиридова, Т. Н. Морозова*

Изд. № 101112194. Подписано в печать 29.12.2007. Формат 60 × 90/16. Гарнитура «Таймс».  
Бумага тип. № 2. Печать офсетная. Усл. печ. л. 26,0. Тираж 3 000 экз. Заказ № 7038.

Издательский центр «Академия». [www.academia-moscow.ru](http://www.academia-moscow.ru)

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.004796.07.04 от 20.07.2004.  
117342, Москва, ул. Бутлерова, 17-Б, к. 360. Тел./факс: (495) 330-1092, 334-8337.

Отпечатано с электронных носителей издательства.

ОАО «Тверской полиграфический комбинат». 170024, г. Тверь, пр-т Ленина, 5.

Телефон: (4822) 44-52-03, 44-50-34, Телефон/факс (4822)44-42-15

Home page - [www.tverpk.ru](http://www.tverpk.ru) Электронная почта (E-mail) - [sales@tverpk.ru](mailto:sales@tverpk.ru)



*Оригинал-макет данного издания является собственностью  
Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом  
без согласия правообладателя запрещается*

© Котиков В.М., Ерхов А.В., 2008

© Образовательно-издательский центр «Академия», 2008

ISBN 978-5-7695-3989-3 © Оформление. Издательский центр «Академия», 2008

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный рынок тракторов и автомобилей предлагает большое разнообразие моделей, которые различаются назначением, техническими характеристиками, экономичностью, производительностью, степенью соблюдения экологических норм, удобством работы, ценой и рядом других показателей качества.

Одна из причин этого многообразия — конкуренция между фирмами — производителями автотракторной техники. Для привлечения потенциальных покупателей производители стремятся предложить продукцию, максимально удовлетворяющую запросы разных групп потребителей. С этой целью производители тракторов и автомобилей сокращают время разработки новых моделей, в конструкцию которых заложены передовые технические решения.

Основным направлением технического прогресса в создании конкурентоспособных тракторов и автомобилей является поиск и внедрение прогрессивных конструкторских разработок, повышение технического уровня машин и их эксплуатационных характеристик.

Создание новых и совершенствование существующих машин ориентировано на последние достижения мирового машиностроения, на параметры и показатели работы машин, отвечающие международным стандартам.

Современный уровень подготовки специалистов должен соответствовать такой базе знаний, которая обеспечивает возможность свободно ориентироваться в многообразии существующих машин, их конструктивных особенностей и готовность к появлению новой более сложной и совершенной автотракторной техники.

Цель настоящего учебника — помочь освоить теоретические основы работы и конструктивные особенности машин; понять процессы, протекающие в отдельных механизмах и системах машин, их взаимодействие с внешней средой; оценить влияние многообразных факторов на эксплуатационные свойства; обосновать исходные данные для расчета и выбора функциональных элементов машин. В учебнике рассмотрены наиболее часто применяемые при создании автотракторной техники типы и конструкции агрегатов, узлов и систем.

Центральное место в конструкции машины занимает двигатель внутреннего сгорания — наиболее сложный и постоянно совершенствуемый агрегат машины. В этой связи основы теории двигателя внутреннего сгорания изложены в объеме, позволяющем понять тепловые процессы, протекающие в нем. Особое внимание при описании систем двигателя уделено перспективным конструкциям газораспределительного механизма, системам питания и электронным системам управления. Рассмотрены характеристики двигателей, экологические показатели и способы их улучшения.

В учебнике изложены основные положения теории движения колесных и гусеничных машин, показатели их топливной экономичности. Показано, что значительное влияние на эксплуатационные свойства машины оказывает тип установленной на ней трансмиссии.

Отражены требования к конструкции ходовой части и системам управления автомобилей и тракторов, а также к их дополнительному оборудованию, рассмотрены конструкционные и эксплуатационные мероприятия для выполнения этих требований. Дана классификация и анализ представленных конструкций, отражены вопросы обеспечения безопасности жизнедеятельности при эксплуатации и обслуживании автотракторной техники.

Авторы выражают искреннюю благодарность рецензентам Ю. А. Когану и проф. И. Г. Голубеву за критические замечания и ценные указания, а также преподавателю Правдинского лесхозтехникума Т. В. Королёвой за внимательное прочтение рукописи.

# ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ

### 1.1. Назначение, эксплуатационные требования и общее устройство тракторов

*Трактор* — колесная или гусеничная самоходная машина, которая в агрегате с прицепными, навесными, полунавесными и стационарными машинами (орудиями) выполняет сельскохозяйственные, дорожно-строительные, землеройные, транспортные и другие работы.

*Эксплуатационные свойства* трактора зависят от основных компоновочных и конструктивных параметров, обеспечивающих проходимость, маневренность, допустимое воздействие движителя на почву, агрегатирование с рабочим оборудованием, необходимые диапазоны скоростей движения, тягово-сцепные свойства, удобство обслуживания и ремонта.

*Компоновка трактора* — относительное размещение основных агрегатов и оборудования, обеспечивающее выполнение функций с наивысшей эффективностью. Компоновка трактора характеризуется базой, колеей, клиренсом, размерами движителей, нагрузкой на ось, расположением двигателя, кабины и органов управления, координатами центра масс машины с учетом рабочего оборудования. *Движителем* называется устройство (колесо, гусеница и др.), обеспечивающее движение машины по поверхности почвы или дороги. При компоновке трактора необходимо выполнение ряда требований, в числе которых:

- конструкционная увязка габаритов по ширине движителей и по внешним кромкам трактора с технологическим оборудованием;
- обеспечение высоких тяговых показателей при хорошей управляемости и устойчивости;
- удобство управления и посадки тракториста, хорошая обзорность пути, рабочих машин и оборудования;
- маневренность и высокая курсовая устойчивость;
- легкость соединения трактора с машинами и орудиями;
- легкость управления машиной одним трактористом;
- удобное обслуживание при эксплуатации и ремонте;
- технологичность при изготовлении, эксплуатации и ремонте.

*Конструкция тракторов* независимо от их назначения должна соответствовать следующим требованиям. Прежде всего она долж-

на способствовать обеспечению высокой проходимости и маневренности, надежности работы и устойчивости во всех условиях эксплуатации и на всех видах работ, равномерному распределению давления на поверхность, незначительно изменяющемуся при установке разных видов оборудования, хорошей обзорности.

Ходовая система должна обеспечивать установку технологического оборудования, работу трактора при высоких динамических нагрузках и воспринимать эксплуатационную массу трактора. Движители тракторов должны минимально повреждать почвенный покров и грунтовые дороги.

Необходимо предусмотреть такие меры, чтобы все сборочные единицы трактора были надежно защищены от повреждений при работе по бездорожью, в условиях наличия пней, камней, поваленных деревьев и других крупных препятствий.

В кабине трактора должны быть комфортные условия для работы водителя и его помощников независимо от условий эксплуатации. Кабина должна обладать защитными свойствами в экстремальных условиях, возможных при эксплуатации, например, при опрокидывании трактора (в частности, в кабину не должны попадать посторонние предметы), падении деревьев, строительных конструкций и других предметов на трактор.

Управление трактором и технологическим оборудованием должно быть удобным, легким и плавным. Тракторы, оборудованные гидроманипуляторами, должны иметь систему пропорционального управления ими.

Энергонасыщенность трактора должна быть определена с учетом затраты энергии на движение машины и отбора мощности для привода технологического оборудования.

Конструкция трактора должна обеспечивать возможность создания разных модификаций, в том числе для работы на плаву, на почвах с низкой несущей способностью и др. Кроме этого, конструкция трактора должна давать возможность нетрудоемкой установки и демонтажа переднего и заднего навесных устройств, самосвальной платформы и лебедки, а также ходоуменьшителя для получения низких технологических скоростей.

На рис. 1.1 и 1.2 в качестве примера приведены компоновочные схемы колесных и гусеничных лесопромышленных тракторов. Колесные тракторы показаны с приводом всех колес (колесная формула 4×4 и 6×6), что позволяет улучшить тягово-сцепные показатели и повысить проходимость машины путем снижения давления на опорную поверхность и уменьшения глубины колеи. На основе базовой конструкции возможно создание семейств машин.

Гусеничные тракторы преимущественно делают с задним расположением ведущего колеса.

*Тип и конструкция технологического оборудования* определяются назначением и технологией выполнения работ в производстве.

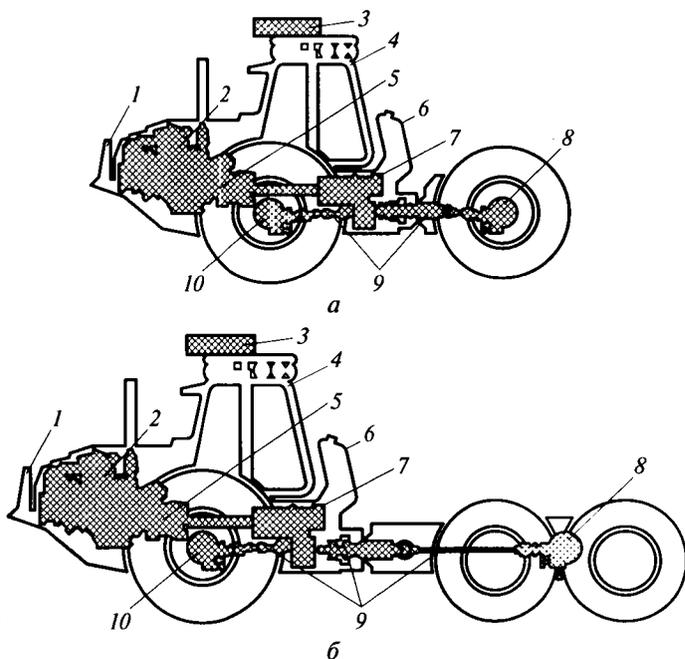


Рис. 1.1. Компонентные схемы колесных тракторов:

*a* — с колесной формулой 4×4; *б* — с колесной формулой 6×6; 1 — толкатель; 2 — двигатель; 3 — кондиционер; 4 — кабина; 5 — гидротрансформатор; 6 — топливный бак; 7 — раздаточная коробка; 8, 10 — ведущие мосты; 9 — карданные валы

Технологическое оборудование подразделяется на рабочее и дополнительное, которое устанавливается только на период выполнения конкретного вида работ, оно может быть размещено в разных местах трактора. Общим требованием к расположению технологического оборудования является обеспечение устойчивости трактора и минимальное влияние на показатели проходимости, так как масса трактора с установкой такого оборудования может увеличиваться на 60 % и более.

*Параметры движителей* тракторов выбираются из условия обеспечения проходимости по местности, минимальных потерь мощности при движении и заданной надежности в наиболее тяжелых условиях работы.

Например, для гусеничных тракторов сопротивление движению определяется средним давлением под опорной поверхностью гусеницы. Допускаемые для трактора максимальные пиковые давления под катками при движении по снежному покрову не должны превышать 0,06 МПа, что соответствует среднему давлению под опорной поверхностью гусеницы 0,02 МПа.

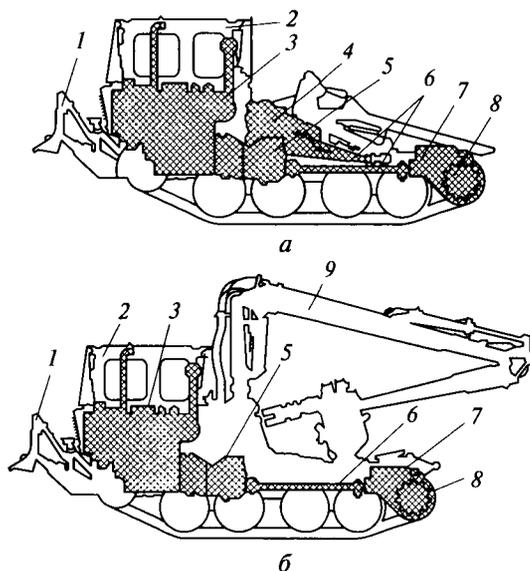


Рис. 1.2. Компонентные схемы гусеничных лесопромышленных тракторов:

*a* — со щитом; *б* — с манипулятором; 1 — толкатель; 2 — кабина; 3 — двигатель; 4 — лебедка; 5 — коробка передач; 6 — карданный вал; 7 — задний мост; 8 — ведущее колесо; 9 — гидроманипулятор

Потерей проходимости трактора по снежному покрову следует считать случай, когда он не может двигаться из-за касания днищем поверхности пути. При этом сила тяги становится меньше силы сопротивления или равной ей.

При выборе энергонасыщенности необходимо строго руководствоваться назначением трактора, так как ее рост по-разному влияет на увеличение производительности при выполнении технологических операций и негативно отражается на надежности работы машины.

## 1.2. Классификация тракторов и их типаж

Тракторы можно классифицировать по разным признакам, в числе которых область применения, назначение и специализация.

**По области применения** тракторы разделяют на сельскохозяйственные, промышленные, лесопромышленные и лесохозяйственные.

**По назначению и специализации** различают тракторы:

- сельскохозяйственные общего назначения, пропашные, универсально-пропашные, специализированные по видам культур (виноградорные, рисоводческие, садоводческие, свекловодческие

и др.) и условиям эксплуатации (горные, болотоходные, тепличные, животноводческие), малогабаритные, мотоблоки;

- промышленные общего и специального (болотоходные, подземные, подводные и др.) назначения, погрузчики, трубоукладчики, земноводные, малогабаритные;

- лесопромышленные, специализированные по назначению и видам работ (тракторы в агрегате с однооперационными или многооперационными машинами) и условиям эксплуатации (плавающие, болотоходные);

- лесохозяйственные общего назначения и специальные (болотоходные, лесопожарные).

Тракторы предназначены для выполнения разного вида работ. Далее приводится перечень таких работ.

*Сельскохозяйственные тракторы:*

общего назначения — энергоемкие технологические операции в растениеводстве (пахота, сплошная культивация, рыхление, фрезерование, дискование тяжелыми боронами и т. д.), кормопроизводство, кроме работ по уходу за пропашными культурами и их уборке;

пропашные — посев, уход и уборка пропашных культур в междурядьях разной ширины;

универсально-пропашные — синтезируют функции двух предыдущих групп тракторов, но имеют ограниченное использование на работах по подготовке почвы.

*Промышленные тракторы:*

общего назначения — работы с бульдозером, рыхлителем или скрепером и другим оборудованием, устанавливаемым спереди и сзади;

погрузчики — погрузочные землеройные и землеройно-транспортные работы (основным движителем является колесный, обеспечивающий повышенную маневренность и возможность транспортирования грунта на необходимое расстояние; при выполнении сосредоточенных работ можно применять гусеничный движитель);

трубоукладчики — механизация работ по монтажу и укладке магистральных трубопроводов (имеют боковое грузоподъемное устройство);

болотоходные — землеройные и мелиоративные работы на грунтах с низкой несущей способностью;

мелиоративные — работы по осушению, строительству и обслуживанию мелиоративных систем;

подземные — работы на глубине до 7 м (имеют дистанционное управление, систему герметизации двигателя, забирающего воздух из атмосферы);

подводные — работы в акваториях рек и на континентальном шельфе морей глубиной до нескольких десятков метров (обо-

рудуются электрическим двигателем, дистанционным управлением или радиоуправлением);

малогабаритные — малообъемные землеройно-очистительные и вспомогательные работы в стесненных условиях.

*Лесопромышленные тракторы:*

трелевочные — сбор и транспортирование леса в полупогруженном состоянии (оборудуются толкателем для скучивания деревьев, выравнивания поверхности от камней, расчистки волоков и др.); в зависимости от способа сбора и воза разделяются на тросочкерные, с гидрозахватом и гидроманипулятором;

лесовозные — погрузка и транспортирование леса в полностью груженом состоянии;

лесосборочные — сбор и транспортирование леса выносным оборудованием из лесосеки к трактору (дистанционная система транспортирования исключает необходимость маневрирования трактора на лесосеке, обеспечивает заготовку леса в труднодоступных местах);

плавающие — работы на лесосплаве (имеют комбинированный движитель, водонепроницаемый корпус-лодку, бревнотолкатель и лебедку);

болотоходные — лесозаготовки на слабых грунтах.

*Лесохозяйственные тракторы:*

общего назначения — лесовосстановительные работы, трелевка древесины при рубках в процессе ухода за лесом;

болотоходные — работы на слабых грунтах;

лесопожарные — локализация и тушение лесных пожаров (отличаются более высокими транспортными скоростями и проходимостью).

**По типу ходовых систем** (двигателей) тракторы разделяют на колесные, гусеничные, полугусеничные, колесно-гусеничные, шагающие, плавающие, на воздушной подушке и др.

Таблица 1.1

**Классификация тракторов по тяговому усилию**

Тяговый класс	Тяговое усилие, кН		Тяговый класс	Тяговое усилие, кН	
	номинальное	диапазон		номинальное	диапазон
0,2	2	1,8...5,4	3	30	27...36
0,6	6	5,4...8,1	4	40	36...45
0,9	9	8,1...12,6	5	50	45...54
1,4	14	12,6...18	6	60	54...72
2	20	18...27	8	80	72...108

**По тяговому классу** различают сельскохозяйственные и лесные тракторы девяти тяговых классов от 0,2 до 8 (0,2; 0,6; 1,4; 2; 3; 4; 5; 6 и 8) и промышленные тракторы четырнадцати тяговых классов от 1,4 до 100 (1,4; 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 15; 25; 35; 50; 75 и 100).

Трактор относят к тому или иному тяговому классу в соответствии со значением его номинального тягового усилия. В табл. 1.1 приведена подобная классификация для тракторов.

В международной практике (по ISO 730-1:1994, ISO 730-2:1979) применяется классификация колесных тракторов на четыре категории по максимальной тяговой мощности, полученной при испытаниях трактора на гладкой горизонтальной и сухой бетонированной поверхности или на горизонтальной поверхности, покрытой скошенной или нескошенной травой:

Категория трактора .....	1	2	3	4
Максимальная тяговая мощность, кВт .....	35	30...75	70...135	135...300

Классификации сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов по тяговому усилию и по тяговой мощности (классификация ISO) могут быть соотнесены между собой, поскольку рабочие скорости тракторов на наиболее энергоемких операциях соответствуют уровню, определенному техническими и технико-экономическими показателями:

Тяговый класс .....	0,2; 0,6; 0,9	0,9; 1,4; 2	2; 3; 4	5; 6; 8
Категория (по ISO) .....	1	2	3	4

### **1.3. Назначение, эксплуатационные требования и общее устройство автомобилей**

*Автомобиль* — машина, предназначенная для перевозки грузов или людей, а также для размещения на нем специального оборудования.

Любой автомобиль должен удовлетворять определенным конструктивным и эксплуатационным требованиям.

*Конструктивные требования* сводятся к следующему:

- обеспечение возможно меньших веса конструкции и стоимости при максимальных надежности и долговечности;
- исполнение заданных заказчиком характеристик, в том числе требуемых грузоподъемности, максимальной скорости, запаса хода, гарантийного срока службы и т.п.;
- обеспечение возможности эксплуатации в разных климатических условиях, например, при температуре от  $-55$  до  $+45$  °С, в горных районах с высокой относительной влажностью (тропический климат), в Арктике и др. В таких условиях эксплуатации требуется дополнительная защита водителя и пассажиров от внешних

воздействий (жары, холода, пыли и т.п.). В зависимости от назначения машины и предполагаемых условий эксплуатации может потребоваться герметизация кабины, установка усиленной теплоизоляции, отопительно-вентиляционных установок или устройств кондиционирования воздуха и т.д.;

- возможность установки специального оборудования;
- дополнительные требования, предъявляемые к автомобилю, если он является специализированным транспортным средством. В частности, к автомобилю высокой проходимости могут быть предъявлены требования, обусловленные его назначением или предполагаемыми условиями эксплуатации.

К конструктивным требованиям относятся также требования соответствующих стандартов и нормалей в отношении необходимого комфорта для водителя и пассажиров, обзорности, соблюдения установленных габаритных размеров и нагрузки на колеса, расположения внешних световых приборов и т.п.

Вследствие большого разнообразия природных условий необходимо особенно внимательно подходить к определению требуемых качеств автомобиля по проходимости.

Следует учитывать также, что оптимальное конструктивное решение не может быть универсальным и хорошее решение для одних условий эксплуатации может оказаться непригодным для других условий.

Наиболее экономичным является создание транспортных средств, предназначенных для определенного диапазона условий эксплуатации.

*Эксплуатационные требования* должны предусматривать определенную стойкость деталей к коррозии и изнашиванию; применение ограниченного числа сортов смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) и топлив; максимальные промежутки между периодическими техническими обслуживаниями; легкий доступ к основным агрегатам, удобство их обслуживания и возможность быстрой смены; минимальное число точек, требующих периодического ухода (точек смазывания, креплений и др.); минимальное количество необходимого для обслуживания инструмента; минимальную номенклатуру запасных частей.

Общая компоновка автомобилей определяется главным образом тремя факторами: размещением двигателя, расположением колес и схемой трансмиссии (см. подразд. 4.1).

Определяющими в компоновке автомобиля являются места расположения двигателя и кабины.

Например, в автомобиле с двигателем, расположенным впереди кабины (рис. 1.3, а), обеспечиваются нормальные условия работы водителя, относительная чистота воздуха в кабине и изоляция от шума, необходимая температура, а также хороший доступ к двигателю.

Однако при установке двигателя перед кабиной увеличиваются длина и вес автомобиля, а также ухудшается обзорность. Поэтому главной тенденцией в развитии данной компоновки автомобиля стало стремление к перемещению кабины вперед и сокращению длины двигателя.

На рис. 1.3, б показана компоновка, при которой двигатель расположен в кабине или под полом кабины. Такая компоновка в настоящее время является самой распространенной на автомобилях.

Отсутствие выступающего вперед капота улучшает обзорность, позволяет сократить базу и длину автомобиля, но подобное расположение двигателя может уменьшить число посадочных мест в

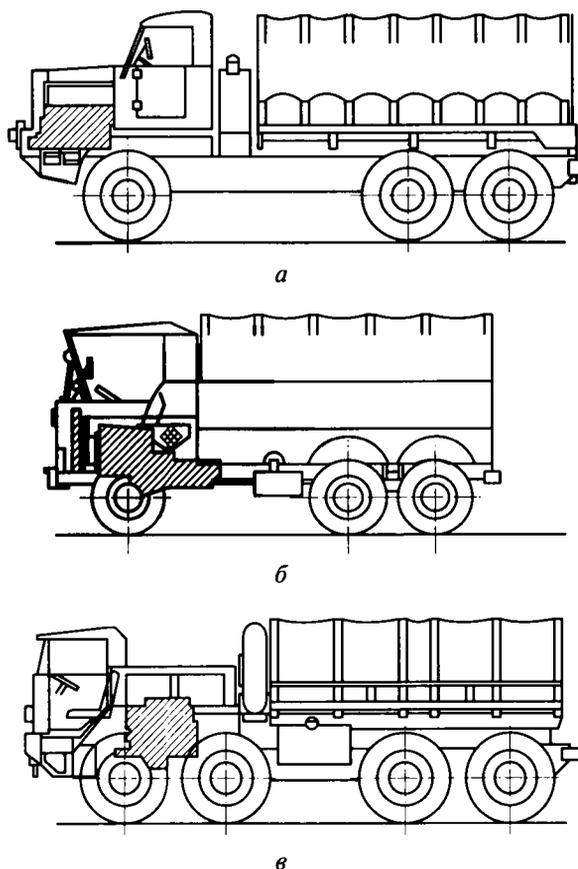


Рис. 1.3. Общая компоновка автомобилей по расположению двигателя относительно кабины:

а — впереди; б — под кабиной; в — сзади, в специальном моторном отделении

кабине и вызывает увеличение общей ширины кабины, особенно при V-образном двигателе.

Доступ к двигателю при такой компоновке затрудняется, а условия работы водителя ухудшаются по сравнению с первым вариантом компоновки.

Доступ к двигателю в этом случае обеспечивается или изнутри кабины, через люки, закрытые съемными панелями или крышками, либо путем применения подъемных или откидных кабин. Подъем кабины при этом осуществляется гидравлическим или электрогидравлическим подъемником, а также спиральными пружинами. Подъем кабины осуществляется за 15...20 с. Органы управления имеют специальные шарнирные соединения и при подъеме перемещаются вместе с кабиной.

В конструкциях с подъемными или откидными кабинами обеспечиваются хорошие тепло-, шумоизоляция и доступ к двигателю. Однако откидная кабина усложняет конструкцию и увеличивает вес автомобиля. Существенным недостатком такой кабины является необходимость выхода пассажиров и удаления инструмента и других находящихся в ней предметов в том случае, если ее нужно откинуть. При движении по грязным дорогам низ кабины забрызгивается грязью, которая при поднятии кабины стекает на водителя.

На рис. 1.3, в показана компоновка автомобиля с расположением двигателя сзади кабины в специальном моторном отделении. При таком расположении число мест в кабине может достигать четырех в одном ряду, обеспечиваются наилучшая обзорность и хороший доступ к двигателю. Сокращение длины автомобиля в этом случае меньше, чем при расположении двигателя в кабине. Наибольшее применение компоновка с двигателем сзади кабины находит на автомобилях-тягачах и специальных автомобилях.

При расположении двигателя, как показано на рис. 1.3, а, б, радиатор расположится впереди. Это упрощает его установку и обдув.

При расположении двигателя, как показано на рис. 1.3, в, возникнут затруднения в осуществлении надежного охлаждения. Радиаторы при такой компоновке ставят по бокам или сзади моторного отсека; привод к вентиляторам сильно усложняется.

При компоновке грузового автомобиля большое внимание уделяется распределению веса по осям без полезной нагрузки. Желательно, чтобы на ведущую ось приходилось не менее 50 % полного веса автомобиля.

Наибольший габаритный размер автомобилей и автопоездов (поперечный) устанавливается в форме прямоугольника шириной 2,5 м и высотой 3,8 м, в который должно вписываться все оборудование автомобилей и автопоездов за исключением боковых зеркал, которые могут выступать за его пределы при условии установки их на откидных кронштейнах.

Полная длина автомобилей и автопоездов не должна превышать следующих значений, м:

Автомобиль с любым числом осей (без прицепа) .....	12,0
Автомобиль с полуприцепом или с одним прицепом .....	20,0
Автопоезд с двумя и более прицепами .....	24,0

#### 1.4. Классификация и типаж автомобилей

*По назначению* автомобили подразделяются на пассажирские, грузовые и специальные.

*Пассажирские* автомобили вместимостью до восьми человек, включая водителя, относятся к легковым, свыше восьми — к автобусам.

*Грузовые* автомобили предназначены для транспортирования разных грузов. К грузовым относятся бортовые, самосвалы, тягачи, специализированные автомобили. *Бортовые* автомобили — это машины общего назначения, имеют неопрокидывающийся бортовой кузов и используются для перевозки всех видов грузов, кроме жидких, без тары.

Автомобили-тягачи предназначены для работы с прицепами и полуприцепами, подразделяются на седельные автомобили-тягачи для работы с полуприцепами и автомобили-тягачи в сцепе с прицепом или полуприцепом (автопоезда).

К *специализированным* относятся автомобили, предназначенные для перевозки определенных видов грузов: контейнеровозы, фургоны, панелевозы, трубовозы, цементо-, бензино-, муковозы, цистерны, лесовозы и др.

*Специальные* автомобили предназначены для выполнения различных преимущественно нетранспортных работ: пожарные автомобили, автовышки, автомобили с компрессорными установками, автокраны, уборочные автомобили и др.

*Типы* (или классы) грузовых автомобилей в основном характеризуются максимальной полной массой, т.е. массой снаряженного автомобиля с максимальной массой перевозимого груза. Каждый тип автомобиля может иметь несколько модификаций (по кузову, по колесной формуле, по базе и т.д.), но максимальная полная масса для всех модификаций обычно сохраняется.

Снижения массы автомобиля без снижения его срока службы можно добиться усовершенствованием конструкции механизмов, применением пластмасс и легких сплавов и усовершенствованием технологии производства (например, внедрением упрочняющей технологии).

Российская классификация грузовых автомобилей *по полной массе и типу кузова* приведена в табл. 1.2.

## Классификация грузовых автомобилей по полной массе и типу кузова

Полная масса, т	Обозначение автомобилей					
	С бортовой платформой	Седельные тягачи	Самосвалы	Цистерны	Фургонны	Специальные
До 1,2	13xx	14xx	15xx	16xx	17xx	19xx
Св. 1,2 до 2,0	23xx	24xx	25xx	26xx	27xx	29xx
Св. 2,0 до 8,0	33xx	34xx	35xx	36xx	37xx	39xx
Св. 8,0 до 14	43xx	44xx	45xx	46xx	47xx	49xx
Св. 14 до 20	53xx	54xx	55xx	56xx	57xx	59xx
Св. 20 до 40	63xx	64xx	65xx	66xx	67xx	69xx
Св. 40	73xx	74xx	75xx	76xx	77xx	79xx

Примечание. xx — возможные номера конкретных моделей.

Грузовые автомобили классифицируют по максимальной массе перевозимого груза, т.е. *по максимальной грузоподъемности*:

- особо малой — до 1,0 т;
- малой — свыше 1,0 до 3,0 т;
- средней — свыше 3,0 до 5,0 т;
- большой — свыше 5,0 т до предела, установленного дорожными ограничениями по осевой нагрузке;
- особо большой — свыше предела, установленного дорожными ограничениями по осевой нагрузке.

Внутри каждого класса грузовых автомобилей существует деление по грузоподъемности на типоразмеры. Грузовые автомобили особо малой грузоподъемности до 0,5 т часто выполняют на шасси легковых автомобилей, и их компоновка поэтому зависит от требований, предъявляемых к легковому автомобилю, на базе которого они спроектированы.

*По проходимости* автомобили подразделяют на категории ограниченной, повышенной и высокой проходимости. Автомобили внутри каждой категории подразделяются на группы по грузоподъемности.

*Автомобили ограниченной проходимости* (дорожные автомобили) предназначены в основном для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и грунтовых дорогах в сухое время года. К ним относятся двух- и трехосные автомобили с неразрезными мостами, со сдвоенными шинами задних колес и с приводом задних осей (колесные формулы 4×2, 6×4).

*Автомобили повышенной проходимости* конструктивно незначительно отличаются от дорожных и предназначены для эксплуатации на усовершенствованных и грунтовых дорогах в любое время года. Возможность движения по бездорожью и пересеченной местности у них ограничена. Современные автомобили повышенной проходимости, как правило, имеют два или три неразрезных моста, привод на все колеса (колесные формулы 4×4 и 6×6), раздаточную коробку с демультпликатором, подвеску на листовых полуэллиптических рессорах и колеса, расположенные «след в след» (обычно односкатные), иногда с шинами с регулируемым в них давлением воздуха. Автомобили повышенной проходимости могут иметь блокируемые дифференциалы и лебедку для самовытаскивания, а также приспособления для преодоления глубокого (до 1,8 м) брода.

*Автомобили высокой проходимости* специально предназначены для движения по бездорожью и должны быть способны преодолевать определенные препятствия как горизонтальные (рвы, каналы), так и вертикальные (стенки, бревна, пни).

Автомобили высокой проходимости обычно имеют четыре, реже три ведущие оси (колесные формулы 8×8, 6×6), механическую трансмиссию с синхронизаторами в коробках передач (КП) или автоматическую трансмиссию, обеспечивающую скорости от 2... 3,5 до 70... 100 км/ч, шины низкого давления с системой регулирования в них давления воздуха, усилители в рулевом управлении, блокируемые дифференциалы, герметичные тормоза, независимую индивидуальную подвеску с большим ходом колес, а также приспособления для преодоления водных преград. Иногда они имеют гладкое днище. Такие автомобили отличаются уменьшенным удельным давлением колес на грунт, большим дорожным просветом.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие требования предъявляются к тракторам?
2. Что определяет компоновку и конструкцию трактора?
3. Какие основные компоновочные схемы тракторов?
4. Как классифицируются тракторы по назначению?
5. Как классифицируются тракторы по тяговому классу?
6. Какие требования предъявляются к автомобилям?
7. Как классифицируются автомобили по назначению?
8. Какие компоновки автомобиля по расположению двигателя и кабины существуют? Каковы их достоинства и недостатки?
9. Приведите классификацию автомобилей по полной массе.
10. Приведите классификацию автомобилей по проходимости.

## ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

## 2.1. Основы теории двигателей внутреннего сгорания

## 2.1.1. Принцип работы и классификация двигателей

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является тепловой машиной, превращающей тепловую энергию газов, полученную при сгорании топлива, в механическую энергию. Такое название двигателя связано с тем, что процессы сгорания топлива и превращения тепловой энергии газообразных продуктов сгорания в механическую энергию происходят внутри его цилиндра.

Принципиальная схема работы тепловой машины показана на рис. 2.1. В цилиндре 1 находится газ 2, объем которого ограничен стенками и дном цилиндра, а также поршнем 3, имеющим возможность перемещаться вдоль оси цилиндра. В условии равновесия поршень неподвижен, если сила его действия  $P$ , Н, и сила давления газа  $p_i$ , МПа, равны, т. е.

$$P = p_i F,$$

где  $F$  — площадь дна поршня, мм<sup>2</sup>.

Сгорание топлива в газообразном состоянии сопровождается выделением теплоты  $Q_1$ , которая при расчете работы машины рассматривается как подводимая теплота. Так как процесс горения происходит в ограниченном объеме цилиндра, давление газообразных продуктов сгорания резко повышается, и под действием увеличенного давления поршень будет перемещаться до достижения нового состояния равновесия на расстояние  $S$ , м,

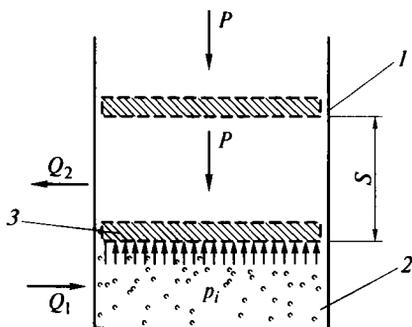


Рис. 2.1. Принципиальная схема работы тепловой машины:

1 — цилиндр; 2 — газ; 3 — поршень;  $Q_1$  — подводимая теплота;  $Q_2$  — отводимая теплота;  $S$  — ход поршня;  $p_i$  — давление газа;  $P$  — сила, действующая на поршень

называемое ходом поршня, пока сила давления газов вновь не станет равна  $p_i F$ , т.е. силе действия  $P$ . Газы при этом совершили работу,  $Dж$ , которую можно также оценить в единицах механической работы,  $Н \cdot м$ :

$$A = PS.$$

Температура газов при этом снижается, т.е. для совершения работы тепловая машина должна затратить некоторое количество теплоты  $Q_2$ . В результате охлаждения газа его давление уменьшается, и поршень возвращается в первоначальное положение. Таким образом, тепловая машина совершила один цикл работы.

Далее при сжигании следующей порции топлива такие же циклы повторяются, т.е. машина работает. При расчете работы тепловой машины за один цикл используется количество теплоты  $\Delta Q$ ,  $Dж$ , равное эквивалентно совершенной работе  $A$ :

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = A = PS.$$

*Коэффициент полезного действия (КПД) такой тепловой машины*

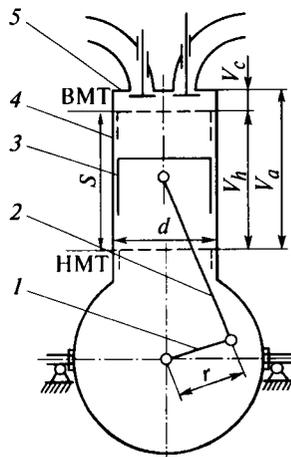
$$\eta = \frac{\Delta Q}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Из этого соотношения следует, что для работы тепловой машины необходимо во время каждого цикла отводить некоторое количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива, а также, что КПД машины всегда меньше единицы.

Приведенная схема и принцип работы тепловой машины являются теоретическими, так как в них не учитывается изменение внутренней энергии газа, а показывается только внешняя работа. При расчете КПД и работы реальных двигателей процесс превращения тепловой энергии в механическую энергию учитывается более полно, но в принципе подходы к расчету идентичны.

Рис. 2.2. Принципиальная схема четырехтактного двигателя внутреннего сгорания:

1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — головка цилиндров; ВМТ, НМТ — соответственно верхняя и нижняя мертвые точки положения поршня;  $S$  — ход поршня;  $d$  — диаметр цилиндра;  $r$  — радиус коленчатого вала;  $V_c$ ,  $V_h$ ,  $V_a$  — соответственно объем камеры сгорания, рабочий объем цилиндра и полный объем цилиндра



На рис. 2.2 приведена принципиальная схема четырехтактного ДВС. В процессе работы двигателя поршень совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение в цилиндре между двумя крайними положениями, которые называются мертвыми точками.

*Верхняя мертвая точка* (ВМТ) — точка, в которой расстояние между осью поршневого пальца и осью коленчатого вала наибольшее.

*Нижняя мертвая точка* (НМТ) — точка, в которой расстояние между осью поршневого пальца и осью коленчатого вала наименьшее. Точки получили название «мертвых», потому что при нахождении в них поршня шатун и кривошип коленчатого вала оказываются на одной линии, и ни давлением газов, ни силами инерции, действующими на поршень, он не может быть выведен из этих точек, а выводится только с помощью кинетической энергии вращающегося маховика коленчатого вала.

Процесс, совершаемый в цилиндре за один ход поршня при его перемещении от одной мертвой точки до другой, называется *тактом*.

*Ход поршня*  $S$  — расстояние между ВМТ и НМТ. Внутреннее пространство цилиндра (его полный объем) складывается из двух объемов. *Рабочий объем* цилиндра  $V_h$  — пространство, которое освобождается поршнем при его перемещении из ВМТ в НМТ.

Когда поршень находится в ВМТ, над ним имеется то наименьшее пространство, которое называется *объемом камеры сгорания*  $V_c$ , поскольку в нем происходит основное сгорание топлива.

*Полный объем цилиндра*  $V_a$  — это суммарный рабочий объем  $V_h$  и объем камеры сгорания  $V_c$ ,  $\text{дм}^3$ :

$$V_a = V_h + V_c.$$

Для поддержания горения в камере сгорания цилиндра должен периодически подаваться так называемый *свежий заряд*, который в зависимости от типа двигателя представляет собой либо смесь топлива и воздуха (бензиновые и газовые двигатели), либо воздух (дизели). В объеме цилиндра свежий заряд смешивается с остаточными отработавшими газами и образуется *рабочая смесь*.

Важнейшим параметром ДВС является *степень сжатия*  $\epsilon$  рабочей смеси как отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания  $V_c$ :

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c}.$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз сжимается рабочая смесь при перемещении поршня из НМТ в ВМТ. От степени сжатия существенно зависит качество сгорания топлива в цилиндре, т.е. количество выделившейся теплоты и, как следствие, совер-

шенная механическая работа. Чем выше степень сжатия  $\epsilon$ , тем эффективнее работает двигатель. Ограничение степени сжатия бензиновых двигателей связано с опасностью возможного явления детонации. Для дизелей ограничение степени сжатия вызывается в первую очередь нагруженностью деталей кривошипно-шатунного механизма, усложнением пуска двигателя, затруднениями с обеспечением надежного уплотнения надпоршневого пространства цилиндров, прогрессивным повышением потерь на трение в кривошипно-шатунном механизме (КШМ).

Для современных ДВС величина степени сжатия  $\epsilon$  составляет:

Бензиновые ДВС .....	6,5... 11,0 (13,0 с непосредственным впрыском)
Газовые ДВС .....	6... 10
Дизели:	
без наддува .....	15... 22
с наддувом .....	11... 16

*Принцип работы реального ДВС* заключается в следующем. В результате воспламенения и сгорания рабочей смеси образуются газообразные продукты сгорания, нагретые до высокой температуры, в результате чего существенно увеличивается их объем, и поршень перемещается из ВМТ в НМТ, выполняя механическую работу. В процессе расширения газов поршень совершает рабочий ход, когда давление газов через поршень передается на кривошипно-шатунный механизм, т. е. поступательное движение поршня превращается во вращательное движение коленчатого вала. Работа ДВС состоит из рабочих циклов.

*Рабочий цикл ДВС* — периодически повторяющаяся совокупность последовательных тактов, совершающихся в цилиндре, в течение которых происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую энергию.

*По способу осуществления рабочего цикла*, т. е. по способу преобразования тепловой энергии в механическую, ДВС разделяются на следующие основные группы:

*поршневые двигатели*, у которых процесс сгорания топлива происходит в надпоршневом пространстве цилиндра, а тепловая энергия образовавшихся газов превращается в механическую энергию при помощи кривошипно-шатунного механизма;

*газотурбинные двигатели*, у которых сгорание топлива происходит в камере сгорания, а преобразование тепловой энергии газов в механическую энергию — в газовой турбине;

*комбинированные двигатели*, у которых процесс сгорания топлива происходит в поршневом двигателе, а дополнительное преобразование тепловой энергии в механическую — в газовой турбине;

*роторные двигатели*, у которых процесс сгорания топлива происходит в пространстве, ограниченном поверхностями ротора и

статора, а преобразование тепловой энергии в механическую происходит с помощью ротора, совершающего вращательное движение.

На современных машинах применяются в основном поршневые ДВС и частично комбинированные дизели с газотурбинным наддувом.

В основе *классификации поршневых ДВС* лежат следующие основные признаки:

*применяемое топливо* — двигатели легкого жидкого топлива (карбюраторные и с впрыском бензина); тяжелого жидкого топлива (дизели); газообразного топлива (газовые); многотопливные с использованием как легких, так и тяжелых жидких топлив;

*способ смесеобразования* — двигатели с внешним смесеобразованием, в которых в цилиндры поступает горючая смесь, приготовленная в карбюраторе, в смесителе (газовые ДВС) или во впускном трубопроводе (ДВС с впрыском бензина); с внутренним смесеобразованием, у которых во время впуска в цилиндры поступает воздух, а рабочая смесь образуется при впрыске топлива в цилиндр (дизели, многотопливные и с непосредственным впрыском бензина);

*способ воспламенения рабочей смеси* — двигатели с принудительным воспламенением при помощи электрической искры (карбюраторные, газовые, с впрыском бензина); с воспламенением от сжатого воздуха (дизели и многотопливные);

*число тактов, или ходов поршня*, за которые осуществляется рабочий цикл, — двух- и четырехтактные двигатели, у которых рабочий цикл осуществляется соответственно за один и два оборота коленчатого вала;

*способ охлаждения* — двигатели жидкостные и воздушные;

*расположение цилиндров* — двигатели рядные с горизонтальным или вертикальным расположением цилиндров; двухрядные, или V-образные; оппозитные; звездообразные;

*число цилиндров* — двигатели могут быть от одно- до двенадцатицилиндровых.

В современной автотракторной технике в основном применяются четырехтактные с жидкостным охлаждением дизели и бензиновые двигатели с рядным вертикальным и V-образным расположением цилиндров. Число цилиндров колеблется от четырех до двенадцати. При этом бензиновые двигатели преимущественно устанавливаются на легковых автомобилях или используются в качестве пусковых на тяжелых дизелях.

*Рабочий цикл* четырехтактного ДВС совершается за четыре хода поршня, называемых тактами.

На первом такте — *впуске* (рис. 2.3, а) — поршень движется из ВМТ в НМТ при открытом впускном клапане, через который за счет образующегося разрежения в цилиндр поступает свежий заряд, образующий с остаточными газами рабочую смесь.

В бензиновом двигателе *свежий заряд* — это горючая смесь паров бензина и воздуха; в газовом двигателе — это горючая смесь газа и воздуха; в дизеле — чистый воздух.

На втором такте — *сжатии* (рис. 2.3, б) — поршень движется из НМТ в ВМТ при закрытых впускном и выпускном клапанах, и рабочая смесь сжимается.

Когда поршень находится вблизи ВМТ в бензиновом и газовом двигателях происходит принудительное воспламенение сжатой рабочей смеси от энергии электрического искрового разряда, и быстрое ее сгорание с увеличением объема газов. В дизеле в сжатый и разогретый до высокой температуры воздух, смешанный с остаточными газами, впрыскивается тонко распыленное дизельное топливо, после чего происходит его самовоспламенение и сгорание с увеличением объема газов.

На третьем такте — *расширении* (рис. 2.3, в) — образовавшиеся при сгорании топлива газы, имея высокую температуру и давление, воздействуют при закрытых клапанах на днище поршня и перемещают его из ВМТ в НМТ, т.е. совершают механическую работу (именно поэтому третий такт называется также *рабочим ходом*).

На четвертом такте — *выпуске* (рис. 2.3, г) — поршень движется из НМТ в ВМТ при открытом выпускном клапане, через который поршень при движении выталкивает отработавшие газы, еще обладающие некоторым запасом тепловой энергии.

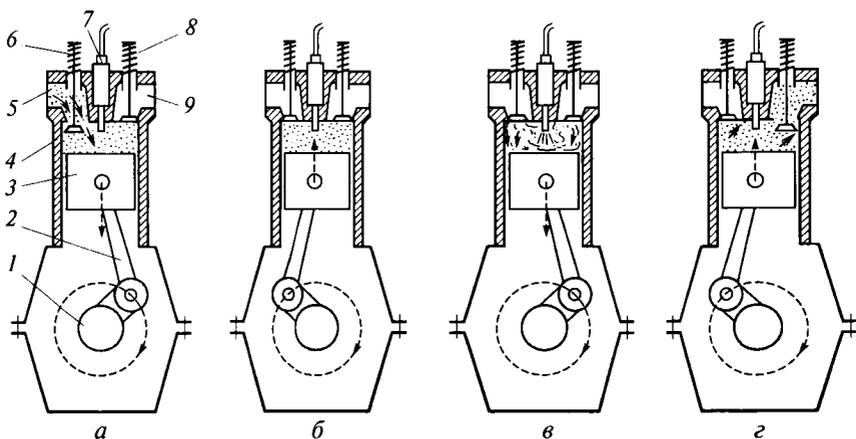


Рис. 2.3. Схемы работы четырехтактного двигателя:

а — впуск; б — сжатие; в — расширение (рабочий ход); г — выпуск; 1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5, 9 — впускной и выпускной трубопроводы; 6, 8 — впускной и выпускной клапаны; 7 — форсунка или свеча зажигания; —> — движение газового потока; - - -> — движение коленчатого вала и ход поршня

Далее с поступлением свежего заряда рабочий цикл повторяется. Таким образом, рабочий цикл четырехтактного двигателя осуществляется за четыре такта или за два оборота коленчатого вала.

Последовательность тактов рабочих циклов ДВС принято изображать графически в координатах давление  $p$  — объем  $V$ , т.е. в виде зависимости давления газа в надпоршневом пространстве цилиндра от объема газа, равного рабочему объему цилиндра, за цикл. Такая диаграмма получается в процессе измерения давления в цилиндре с помощью специального прибора — индикатора, и называется поэтому индикаторной диаграммой.

*Индикаторная диаграмма* дает возможность объективно судить о протекании рабочего цикла ДВС, о качестве сгорания топлива и превращении выделившейся тепловой энергии в механическую. Площадь индикаторной диаграммы пропорциональна работе, совершаемой в цилиндре газами, поэтому по ее величине и числу циклов в единицу времени определяют индикаторную мощность, развиваемую газами внутри цилиндра.

По способу преобразования теплоты в механическую энергию поршневые ДВС в определенной степени приближаются к теоретическим (идеальным) циклам. Близкими к реальным циклам ДВС являются теоретические теплотехнические циклы подвода теплоты к газу, в частности цикл с подводом теплоты при постоянном объеме газа, цикл с подводом теплоты при постоянном давлении газа, а также смешанный цикл.

Теоретический цикл с подводом теплоты  $Q_1$  к газу при постоянном объеме, показанный на рис. 2.4, *а*, близок к реальному циклу бензиновых ДВС.

Также близок к реальному циклу тихоходного дизеля ( $n = 300 \dots 400 \text{ мин}^{-1}$ ) теоретический цикл с подводом теплоты  $Q_1$  к газу при постоянном давлении, показанный на рис. 2.4, *б*.

На рис. 2.4, *в* приведен смешанный теоретический цикл, т.е. цикл с подводом к газу вначале теплоты  $Q'_1$  при постоянном объеме газа (участок  $cz'$  диаграммы), а затем теплоты  $Q''_1$  при постоянном давлении (участок  $z'z$ ). Такой цикл близок к реальному циклу быстроходного дизеля.

Сравнение рабочих циклов реальных ДВС с теоретическими циклами показывает степень их совершенства. В теоретических циклах не учитывается ряд тепловых потерь, поэтому площадь индикаторной диаграммы реального ДВС всегда меньше площади индикаторной диаграммы теоретического цикла. Эта разница показывает резерв совершенствования реальных двигателей.

На рис. 2.5 жирными линиями показаны индикаторные диаграммы реальных четырехтактных циклов бензинового двигателя (рис. 2.5, *а*) и дизеля (рис. 2.5, *б*), они наложены на соответствующие диаграммы теоретических циклов (показаны тонкими ли-

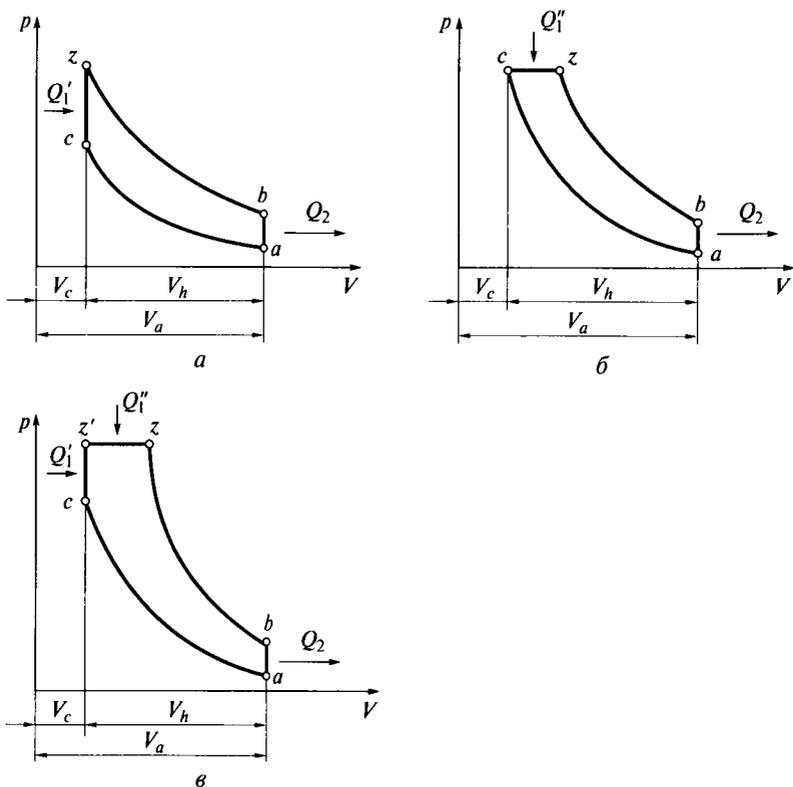


Рис. 2.4. Индикаторные диаграммы теоретических циклов:

$a$  — с подводом теплоты к газу при постоянном объеме;  $б$  — с подводом теплоты к газу при постоянном давлении;  $в$  — смешанный цикл с подводом теплоты к газу вначале при постоянном объеме (участок  $cz'$ ), а затем при постоянном давлении (участок  $z'z$ );  $p$  — давление газа в надпоршневом пространстве;  $V$  — объем, занимаемый газом;  $Q_1'$  — теплота, подводимая при постоянном объеме;  $Q_1''$  — теплота, подводимая при постоянном давлении;  $Q_2$  — отводимая теплота;  $V_c, V_h, V_a$  — соответственно объем камеры сгорания, рабочий объем цилиндра и полный объем цилиндра;  $ac$  — процесс сжатия ( $a, c$  — точки начала и конца сжатия);  $z'$  — начало расширения при постоянном давлении у дизеля;  $zb$  — процесс расширения ( $z, b$  — точки начала и конца расширения)

ниями). Эти циклы можно представить в виде следующих основных чередующихся и частично перекрывающихся один другой процессов (см. рис. 2.5,  $a, б$ ): впуска ( $ra$ ), сжатия ( $ac$ ), сгорания ( $cz$ ), рабочего хода (расширения) ( $zb$ ) и выпуска ( $br$ ).

Однако реально процесс впуска начинается в конце такта выпуска около ВМТ перед точкой  $r$  (на диаграммах показано точкой  $I$  открывание впускного клапана) и заканчивается при закрытии впускного клапана (показано точкой  $3$ ). Процесс сжатия

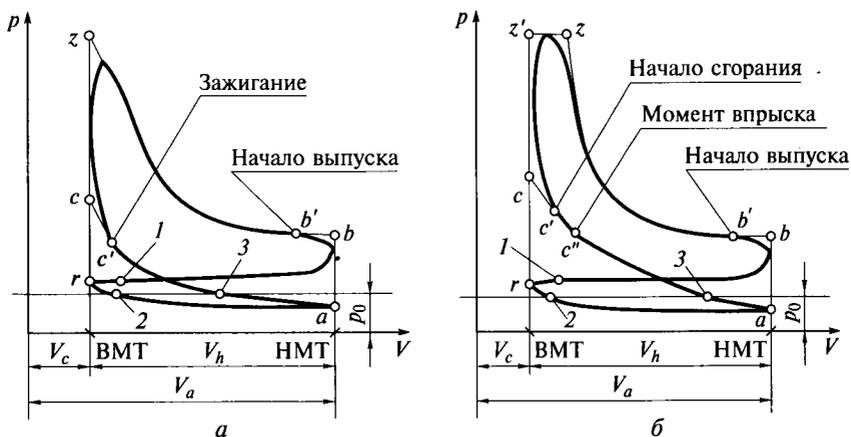


Рис. 2.5. Индикаторные диаграммы реальных четырехтактных циклов:

*a* — бензинового двигателя; *b* — дизеля; 1, 3 — моменты открывания и закрывания впускного клапана; 2 — момент закрывания выпускного клапана;  $p$  — давление газа;  $V$  — объем, занимаемый газом;  $V_c$ ,  $V_h$ ,  $V_a$  — соответственно объем камеры сгорания, рабочий объем цилиндра и полный объем цилиндра; ВМТ, НМТ — соответственно верхняя и нижняя мертвые точки положения поршня;  $p_0$  — давление атмосферного воздуха;  $b'$  — начальный момент открывания выпускного клапана (начало выпуска);  $r$  — начало впуска;  $a$  — начало сжатия;  $c'$  — момент зажигания или начала сгорания топлива в дизеле;  $c''$  — момент впрыска топлива;  $c$  — конец сжатия;  $z'$  — расширение при постоянном давлении у дизеля;  $z$  — начало расширения при изменяющемся давлении;  $b$  — конец расширения

заканчивается в точке  $c'$  в момент воспламенения. Затем начинается процесс сгорания, который заканчивается после прохождения поршнем ВМТ (на линии расширения  $zb$ ). Процесс расширения заканчивается в точке  $b'$  и начинается процесс выпуска в момент открывания выпускного клапана. Процесс выпуска заканчивается после прохождения поршнем ВМТ, т.е. за точкой  $r$  (на диаграммах точкой 2 показан момент закрывания выпускного клапана). Период времени между точками 1,  $r$  и 2 выпускной и впускной клапаны одновременно открыты, это так называемый период перекрытия клапанов, предназначенный для лучшего очищения цилиндра от отработавших газов, а поступающий в это время свежий заряд также способствует лучшему очищению цилиндра, выталкивая отработавшие газы и увеличивая тем самым наполнение цилиндра.

Механическую работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя за один цикл, можно определить по разности площадей фигур  $aczb$  и  $bra$ . Площадь фигуры  $aczb$  является положительной, а фигуры  $bra$  — отрицательной, так как ее величина пропорциональна работе, затрачиваемой на преодоление сопротивлений при выпуске и впуске.

## 2.1.2. Моторные топлива для двигателей внутреннего сгорания

Топливо — источник тепловой энергии, выделяющейся при его сгорании в цилиндрах ДВС. Моторное топливо представляет собой смесь углеводородных соединений в жидком или газообразном состоянии. Элементный состав топлива — углерод С, водород Н<sub>2</sub> и кислород О<sub>2</sub>. Основными видами жидкого топлива являются бензин и дизельное топливо, а газообразного — специально обработанные горючие природные и генераторные газы.

*Основным показателем моторного топлива* является его теплотворная способность, или теплота сгорания, т.е. количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 кг жидкого или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива при температуре 0 °С и давлении атмосферного воздуха (0,1 МПа (760 мм рт. ст.)).

В тепловых расчетах ДВС используют данные о низшей удельной теплоте сгорания топлива (табл. 2.1).

*Детонационная стойкость* является важнейшим показателем качества бензина, характеризующим возможность сгорания рабочей смеси в цилиндрах двигателя без детонации. Этот показатель характеризует способность автомобильных бензинов противостоять самовоспламенению при сжатии. Для обеспечения сгорания рабочей смеси без детонации<sup>1</sup> прежде всего необходимо, чтобы степень сжатия, обеспечиваемая двигателем, соответствовала химическому составу используемого бензина. Высокая детонационная стойкость топлив обеспечивает их нормальное сгорание на всех режимах эксплуатации двигателя. Детонационная стойкость бензина характеризуется его октановым числом (ОЧ).

*Октановое число* определяется на специальном двигателе с изменяющейся степенью сжатия при стандартных условиях испытаний. Существуют моторный и исследовательский методы определения октанового числа. Октановое число, определенное исследовательским методом, на 2—12 единицы больше ОЧ, определенное моторным методом. Бензины с ОЧ, определенным исследовательским методом, предназначены для применения на форсированных двигателях. Автомобильные бензины имеют ОЧ в диапазоне 72—100.

*Воспламеняемость* является важнейшей характеристикой дизельного топлива. Этот показатель качества определяет задержку начала горения топлива с момента его впрыска через форсунку в цилиндр двигателя. Топливо, обладающее свойством быстрого воспламенения, обеспечивает лучшее протекание рабочего процесса в двигателе без стуков и резкого повышения давления в цилиндрах, что сказывается положительно на эффективности его работы. Основным по-

---

<sup>1</sup> Быстрый, приближающийся к взрывообразному процесс горения.

Таблица 2.1

## Состав и основные физические свойства моторных топлив

Показатель свойств топлива	Бензин	Дизельное топливо	Природные газы (метан)
Массовое содержание, кг/кг топлива:			
углерода	0,855	0,870	—
водорода	0,145	0,126	—
кислорода	—	0,004	—
Температура воспламенения, °С	550...600	320...360	650...740
Низшая удельная теплота сгорания, МДж/кг	44,0	42,5	50,0
Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	720...770	820...860	0,710...0,720
Кинематическая вязкость* при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с	0,5...0,7	1,5...1,8	—
Октановое число (ОЧ)	72—100	—	100—110
Цетановое число (ЦЧ)	—	40—60	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	—	—	9,52
То же, м <sup>3</sup> /кг	11,96	11,88	—

\* 1 мм<sup>2</sup>/с = 1 сСт (сантистокс); 1 Ст = 10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>/с.

казателем воспламеняемости дизельных топлив является цетановое число (ЦЧ), определяющее запуск двигателя, скорость нарастания давления, расход топлива и дымность отработавших газов.

*Цетановое число* определяется на специальном двигателе при испытаниях в стандартных условиях. Для дизельных топлив ЦЧ составляет не менее 45.

Для предупреждения механического и коррозионного изнашивания деталей системы питания двигателей жидкие топлива не должны содержать механических примесей, воды и коррозирующих веществ, таких как сернистые соединения, неорганические кислоты и щелочи.

Жидкие топлива чувствительны к температуре, при которой они используются, особенно это относится к дизельному топливу, вязкость которого значительно выше вязкости бензинов. Поэтому дизельные топлива подразделяются по вязкости на летние, зимние и арктические.

В качестве газообразного топлива ДВС используются природные газы, промышленные газы при добыче и переработке нефти, канали-

зационные газы и газы, получаемые из твердых топлив. Газообразные топлива подразделяются на две группы: сжатые и сжиженные.

*Сжатые газообразные топлива* содержат до 95 %  $\text{CH}_4$  (метан), остальное более тяжелые углеводороды метанового ряда. *Сжиженные газообразные топлива* представляют собой в основном смесь пропана  $\text{C}_3\text{H}_8$  и бутана  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  (до 94...96 %).

В газообразных топливах содержатся влага, вредные примеси (сероводород, бензол, аммиак, цианистые соединения, нафталин), механические примеси и смолистые вещества. Наличие в газообразном топливе указанных веществ строго ограничивается. Двигатели, работающие на газообразном топливе, в меньшей степени загрязняют окружающую среду, чем жидкостные.

Водород обладает примерно в 3,5 раза большей теплотой сгорания по сравнению с углеродом, поэтому углеводородные топлива с большим содержанием водорода обладают более высокой теплотворной способностью. В этой связи в последнее время все чаще используются двигатели, работающие на водородном топливе.

### 2.1.3. Рабочая смесь, реакции горения и продукты сгорания

*Компонентами рабочей смеси* в цилиндре двигателя перед сгоранием являются либо топливо, воздух и остаточные газы в бензиновых и газовых двигателях, либо воздух и остаточные газы в дизелях. Другими словами, рабочая смесь — это смесь свежего заряда с остаточными отработавшими газами.

В бензиновом и газовом двигателях воспламенение сжатой рабочей смеси происходит от искрового разряда, и далее протекает ее горение. В дизеле в сжатую и разогретую до высокой температуры рабочую смесь впрыскивается тонкораспыленное дизельное топливо, и происходит его воспламенение и горение. Реакция горения топлива — это химический процесс окисления компонентов топлива (соединения углерода и водорода топлива с кислородом). Окислителем при горении топлива служит кислород атмосферного воздуха. Образующиеся продукты сгорания топлива выполняют механическую работу в цилиндрах двигателя.

Процесс горения топлива в зависимости от количества кислорода в цилиндре двигателя может протекать по реакциям: полного сгорания



неполного сгорания углерода



При полном сгорании топлива образуются диоксид углерода (углекислый газ)  $\text{CO}_2$  и вода  $\text{H}_2\text{O}$ . При неполном сгорании из-за недостатка кислорода часть углерода не окисляется до конца и наряду с диоксидом углерода в полученных газообразных продуктах присутствует монооксид углерода  $\text{CO}$  (угарный газ). Кроме того, в продуктах горения содержатся другие компоненты несгоревшего топлива, а также кислород и азот воздуха, ряд их соединений. Но из-за незначительности содержания существенного влияния на тепловой баланс они не оказывают и в практических расчетах не учитываются.

Расчет реакций окисления углерода (2.1) и водорода (2.2) ведут с целью определить массу молекулярного кислорода  $G$ , кг, необходимую для полного сгорания 1 кг топлива.

С учетом относительных атомных и молекулярных масс компонентов реакции окисления углерода при сгорании 12 кг С расходуется 32 кг  $\text{O}_2$ , другими словами, для сжигания 1 кг С необходимо  $32/12 \approx 2,67$  кг  $\text{O}_2$ . Аналогично для реакции окисления водорода при сгорании 2 кг  $\text{H}_2$  расходуется 16 кг  $\text{O}_2$ , т.е. для сжигания 1 кг  $\text{H}_2$  необходимо  $16/2 = 8$  кг  $\text{O}_2$ . Таким образом, для жидкого моторного топлива, содержащего углерод С, водород  $\text{H}_2$  и кислород  $\text{O}_2$ , массой  $g_{\text{C}} + g_{\text{H}_2} + g_{\text{O}_2} = 1$  кг масса молекулярного кислорода  $G$ , кг, необходимого для полного сгорания топлива, определяется как суммарная масса кислорода, необходимого для полного сгорания отдельных горючих компонентов топлива:

$$G = (2,67g_{\text{C}} + g_{\text{H}_2} + g_{\text{O}_2}),$$

где 2,67; 8 — масса кислорода, необходимого для полного сгорания соответственно углерода и водорода, кг/кг;  $g_{\text{C}}$ ,  $g_{\text{H}_2}$ ,  $g_{\text{O}_2}$  — масса соответствующих компонентов в жидком моторном топливе, кг.

С учетом того что молярная масса вещества, кг/моль, численно равна его относительной молекулярной массе, количество молекулярного кислорода  $v$ , кмоль, необходимое для полного сгорания горючих компонентов 1 кг топлива, составит

$$v = \left( \frac{g_{\text{C}}}{12} + \frac{g_{\text{H}_2}}{2} - \frac{g_{\text{O}_2}}{32} \right),$$

где  $\frac{g_{\text{C}}}{12}$ ,  $\frac{g_{\text{H}_2}}{2}$ ,  $\frac{g_{\text{O}_2}}{32}$  — количество каждого из молекулярных компонентов — углерода, водорода, кислорода — в 1 кг моторного топлива, кмоль.

Так как реально реакция горения протекает в воздухе, необходим пересчет на содержание кислорода в воздухе. В атмосферном воздухе содержится по объему 21 %  $\text{O}_2$ , или по массе 23 %  $\text{O}_2$  при содержании азота 79 % по объему, или 77 % по массе. В тепловых

расчетах двигателей принято, что нормальное состояние атмосферного воздуха характеризуется давлением  $p_0 = 0,1033$  МПа (обычно 0,1 МПа) и температурой  $15^\circ\text{C}$ , или абсолютной температурой  $T_0 = (273 + 15)$  К.

Тогда для нормальных условий теоретически необходимое количество молекулярного кислорода воздуха  $v_0$ , кмоль, для полного сгорания 1 кг горючих компонентов топлива составит

$$v_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{g_C}{12} + \frac{g_{H_2}}{2} - \frac{g_{O_2}}{32} \right).$$

Зная количество  $v_0$ , вычислим теоретическую массу воздуха  $l_0$ , кг, необходимую для полного сгорания горючих компонентов топлива:

$$l_0 = m_B v_0 = 29v_0,$$

где  $m_B$  — средняя молярная масса воздуха, равная 29 кг/кмоль.

Полное сгорание топлива с теоретически необходимым количеством воздуха является частным случаем, и в действительности масса воздуха в рабочей смеси может быть как больше, так и меньше теоретически необходимой.

Содержание воздуха в рабочей смеси может быть разным в зависимости от режима работы ДВС, при этом широко используется такое важное понятие, как коэффициент избытка воздуха.

*Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$*  — отношение действительной массы воздуха  $l_d$  или действительного числа киломолей молекулярного кислорода воздуха  $v_d$  в рабочей смеси к теоретически необходимой массе  $l_0$  или количеству молекулярного кислорода воздуха  $v_0$  для полного сгорания, т. е.

$$\alpha = \frac{l_d}{l_0} = \frac{v_d}{v_0}.$$

Коэффициент избытка воздуха характеризует качество рабочей смеси:

$\alpha = 1$  — нормальная смесь;

$\alpha > 1$  — бедная смесь (полное сгорание топлива);

$\alpha < 1$  — богатая смесь (неполное сгорание топлива).

Для двигателей коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  находится в следующих пределах:

Бензиновые двигатели ..... 0,8...1,2

Дизели:

без наддува ..... 1,2...1,65

с наддувом ..... До 2,1

*Количество молекулярных компонентов свежего заряда, кмоль, для дизелей*

$$v_1 = \alpha v_0;$$

для бензиновых двигателей

$$v_1 = \alpha v_0 + \frac{1}{M_T},$$

где  $M_T$  — молекулярная масса топлива.

Для бензина  $M_T^6 \approx 114$ , для дизельного топлива  $M_T^{д.т} \approx 186$ , поэтому величиной  $1/M_T$  можно пренебречь.

При впуске в цилиндр двигателя поступает число киломолей  $v_1$  молекулярных компонентов свежего заряда. При полном сгорании топлива, что возможно, когда  $\alpha \geq 1$ , продуктами сгорания являются  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  и  $\text{O}_2$ , т.е. образуется  $v_2$ , кмоль, молекулярных компонентов продуктов сгорания, большее, чем  $v_1$ :

$$v_2 = v_{\text{CO}_2} + v_{\text{H}_2\text{O}} + v_{\text{N}_2} + v_{\text{O}_2},$$

и изменение количества молекулярных компонентов горючей смеси, кмоль, после сгорания топлива составит

$$\Delta v = v_2 - v_1.$$

При неполном сгорании ( $\alpha < 1$ ) часть углерода  $\text{C}$  сгорает неполностью, т.е. окисляется не до  $\text{CO}_2$ , а до  $\text{CO}$ .

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси характеризует относительное изменение объема горючей смеси при сгорании топлива, т.е. отношение количества молекулярных компонентов продуктов сгорания  $v_2$  к количеству молекулярных компонентов  $v_1$  свежего заряда:

$$\mu_0 = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\Delta v + v_1}{v_1} = 1 + \frac{\Delta v}{v_1}.$$

Увеличение объема продуктов сгорания по сравнению с объемом горючей смеси объясняется рядом причин, а именно: жидкий кислород топлива переходит в газообразное состояние; объем водяного пара, образующегося в процессе горения (см. уравнение (2.2)), в 2 раза больше объема кислорода, необходимого для этого. То же относится и к реакции (2.3). Увеличенный объем продуктов сгорания по сравнению с объемом горючей смеси обеспечивает большую степень сжатия газов и большую эффективность работы двигателя. Однако в коэффициенте молекулярного изменения горючей смеси  $\mu_0$  не учитывается влияние остаточных газов, находящихся в цилиндре. Это влияние учтено в коэффициенте молекулярного изменения рабочей смеси.

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси — отношение общего объема газов после сгорания рабочей смеси к объему рабочей смеси до сгорания:

$$\mu = \frac{v_2 + v_r}{v_1 + v_r},$$

где  $v_r$  — количество компонентов остаточных газов, кмоль.

Для дизелей  $\mu \approx 1,05$ , для бензиновых двигателей  $\mu \approx 1,08$ . Процессы, совершаемые в цилиндре двигателя в периоды тактов впуска, сжатия, расширения и выпуска, протекают по разным законам. Теория рабочего процесса ДВС позволяет рассчитывать основные параметры рабочего цикла в характерные моменты его протекания. Этот расчет называется *тепловым расчетом ДВС*.

## 2.2. Рабочие процессы и показатели работы двигателей внутреннего сгорания

### 2.2.1. Процесс впуска

В начале процесса впуска камера сгорания заполнена отработавшими газами предыдущего цикла (остаточными газами). Давление остаточных газов в начале процесса впуска, в основном, зависит от гидравлического сопротивления выпускной системы, а также от частоты вращения коленчатого вала, повышаясь пропорционально росту этих факторов. При отсутствии глушителя в выпускной системе давление остаточных газов, МПа, в начале впуска

$$p_r = (1,05 \dots 1,20) p_0,$$

где  $p_0$  — давление атмосферного воздуха, МПа, при температуре атмосферного воздуха  $T_0$ , К.

В расчетах принимают следующие значения параметров атмосферного воздуха:  $p_0 = 0,1$  МПа (1 атм),  $T_0 = (273 + 15)$  К.

Для бензиновых ДВС термодинамическая температура остаточных газов в начале впуска  $T_r = 900 \dots 1100$  К, для дизелей  $T_r = 700 \dots 900$  К.

Свежий заряд, поступающий в цилиндр, имеет давление ниже атмосферного из-за сопротивления во впускном тракте. В цилиндре свежий заряд, смешиваясь с остаточными газами, образует рабочую смесь.

Качество очистки цилиндра от остаточных газов характеризуется *коэффициентом остаточных газов*

$$\gamma_r = \frac{v_r}{v_1}.$$

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  зависит от коэффициента наполнения  $\eta_v$ , степени сжатия  $s$ , температуры  $T_r$  и давления  $p_r$  остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}.$$

Коэффициент остаточных газов уменьшается при увеличении степени сжатия  $\varepsilon$ , коэффициента наполнения  $\eta_v$ , повышении температуры остаточных газов  $T_r$  и снижении давления  $p_r$  остаточных газов. Для бензиновых двигателей коэффициент  $\gamma_r$  остаточных газов находится в пределах 0,06...0,18, для дизелей — 0,03...0,06. Чем больше коэффициент остаточных газов, тем хуже качество рабочей смеси и, следовательно, ниже мощность двигателя и его КПД.

Свежий заряд, поступая в цилиндр, подогревается от нагретых деталей двигателя. Этот подогрев  $\Delta T$  составляет 10...35 К для бензиновых двигателей и 10...20 К для дизелей. Кроме того, в конце впуска температура уже рабочей смеси повышается за счет температуры остаточных газов, что может быть определено из уравнения теплового баланса:

$$c_{V_1} v_1 (T_0 + \Delta T) + c_{V_r} v_r T_r = c_{V_a} (v_1 + v_r) T_a,$$

где  $c_{V_1}$ ,  $c_{V_r}$ ,  $c_{V_a}$  — средняя теплоемкость соответственно при постоянных объемах свежего заряда (в индексе  $V_1$ ), остаточных газов ( $V_r$ ) и рабочей смеси ( $V_a$ ) в конце впуска, кДж/(кмоль · К);  $T_a$  — термодинамическая температура рабочей смеси в конце впуска, К;  $v_1$ ,  $v_r$  — количество молекулярных веществ свежего заряда и остаточных газов, кмоль.

Из-за незначительной разницы величин указанных теплоемкостей их можно принять условно одинаковыми. Тогда с учетом зависимости для коэффициента остаточных газов  $\gamma_r$  из уравнения теплового баланса находим

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Окончательно термодинамическая температура рабочей смеси в конце впуска составляет  $T_a = 340...400$  К для бензиновых двигателей и 310...360 К для дизелей.

Подогрев приводит к уменьшению плотности свежего заряда и, следовательно, к уменьшению количества поступившей в цилиндр топливной смеси по сравнению с теоретически возможным, которое могло бы заполнить цилиндр при температуре и давлении свежего заряда, равных температуре и давлению атмосферного воздуха.

Степень наполнения цилиндра свежим зарядом оценивается коэффициентом наполнения.

*Коэффициент наполнения* — отношение количества молекулярных веществ свежего заряда  $v_1$ , поступившего в цилиндр, к теоре-

тически возможному  $v_{\text{теор}}$  для свежего заряда, заполняющего рабочий объем цилиндра при давлении  $p_0$  и температуре  $T_0$  атмосферного воздуха:

$$\eta_v = \frac{v_1}{v_{\text{теор}}}.$$

Коэффициент наполнения может быть выражен и через параметры свежего заряда:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon p_a - p_r}{(\varepsilon - 1) p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}.$$

При изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя изменяются величины  $p_r$  и  $\Delta T$ , причем нелинейно, поэтому для каждого двигателя существует та оптимальная частота вращения, при которой коэффициент наполнения  $\eta_v$  максимален, а мощность двигателя пропорциональна  $\eta_v$ . Для достижения наибольшей эффективности двигателя необходимо уменьшать сопротивление впуску свежего заряда и выпуску отработавшего газа. Система впуска должна обеспечивать минимальный подогрев свежего заряда. У дизелей с наддувом, т.е. с принудительной подачей воздуха, это решается охлаждением подаваемого воздуха.

В режиме работы с максимальной мощностью величина коэффициента наполнения для бензиновых двигателей  $\eta_v = 0,7 \dots 0,8$ ; для дизелей  $\eta_v = 0,78 \dots 0,92$ . Более высокий коэффициент наполнения для дизелей объясняется, главным образом, меньшим сопротивлением впускного тракта и меньшим подогревом свежего заряда.

Давление рабочей смеси в цилиндрах в конце впуска определяется зависимостью

$$p_a = p_0 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \eta_v \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + \frac{p_r}{\varepsilon}.$$

Фактическое давление  $p_a$  рабочей смеси в конце впуска составляет  $0,075 \dots 0,090$  МПа для бензиновых двигателей и  $0,085 \dots 0,095$  МПа для дизелей. Более высокое фактическое давление рабочей смеси для дизелей объясняется в основном меньшим сопротивлением впускного тракта.

### 2.2.2. Процесс сжатия

Назначение процесса сжатия заключается в создании благоприятных условий своевременного воспламенения и наиболее эффективного сгорания рабочей смеси, находящейся в цилиндре.

В бензиновых двигателях рабочая смесь при сжатии дополнительно перемешивается и становится более однородной во всем

объеме надпоршневого пространства (камера сгорания), что ускоряет распространение пламени во всем объеме камеры сгорания и улучшает использование кислорода. Этому же способствует повышение степени сжатия, хотя повышение степени сжатия в конце такта сжатия не должно приводить к таким значениям давления и температуры, при которых могут начаться преждевременное воспламенение и детонация.

В дизелях в конце такта сжатия воздух в цилиндрах совершает турбулентное движение, при котором впрыснутое топливо интенсивнее с ним смешивается. Степень сжатия  $\epsilon$  должна обеспечивать нагревание воздуха в конце сжатия до температуры, при которой сокращается до минимума задержка воспламенения топлива, что необходимо для мягкой работы двигателя. Высокая температура сжатого воздуха в конце такта сжатия обеспечивает эффективную работу двигателя в холодных условиях и облегчает пуск двигателя при низких температурах. Для гарантии воспламенения топлива температура воздуха в конце сжатия должна быть на 300...400 К выше температуры самовоспламенения топлива.

Процесс сжатия протекает с теплообменом между рабочей смесью и деталями двигателя. Теплообмен имеет сложный характер и зависит от ряда факторов. Поэтому в расчетах принято, что процесс сжатия происходит по политропическому закону с показателем  $n_1$ , который является средней величиной для всего периода сжатия, и описывается уравнением общего вида

$$pV^{n_1} = \text{const},$$

где  $p$ ,  $V$  — соответственно давление и объем газа;  $n_1$  — показатель политропы сжатия. Средние значения показателя политропы сжатия лежат в интервале  $n_1 = 1,28 \dots 1,38$  и меняются в основном в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Давление и объем рабочей смеси в конце и начале процесса сжатия связаны соотношением

$$p_c V_c^{n_1} = p_a V_a^{n_1},$$

откуда определяется давление, МПа, в конце процесса сжатия

$$p_c = \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} p_a = \epsilon^{n_1} p_a,$$

где  $\epsilon$  — степень сжатия рабочей смеси.

Давление рабочей смеси в конце процесса сжатия  $p_c = 1,2 \dots 2,0$  МПа у бензиновых двигателей и  $p_c = 3,5 \dots 5,0$  МПа у дизелей.

Термодинамическая температура, К, рабочей смеси в конце процесса сжатия, определяемая из равенства

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1},$$

составляет

$$T_c = T_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1}.$$

Термодинамическая температура рабочей смеси в конце сжатия  $T_c = 550 \dots 750$  К у бензиновых двигателей и  $800 \dots 950$  К у дизелей.

### 2.2.3. Процесс сгорания

Процесс сгорания в бензиновом двигателе и дизеле существенно различен из-за особенностей топлива, способа смесеобразования и воспламенения рабочей смеси. Для каждого двигателя принято рассматривать этот процесс по диаграмме с координатами  $p - \varphi$ , на которой этапы процесса сгорания представлены развернуто по углу поворота коленчатого вала. Для бензинового ДВС на развернутой диаграмме процесса сгорания рабочей смеси различают фазы I—III (рис. 2.6).

Фаза I, равная углу  $\alpha_1$ , — начало горения. В течение фазы I образуется фронт горения рабочей смеси от момента искрового разряда между электродами свечи в точке I. Горение рабочей сме-

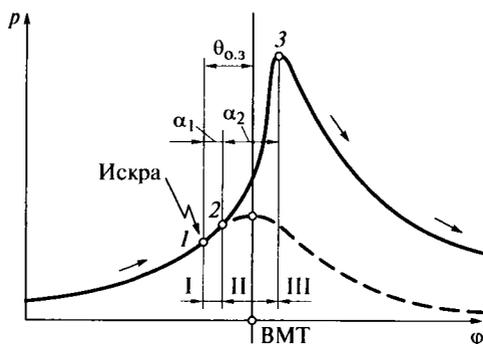


Рис. 2.6. Развернутая диаграмма процесса сгорания рабочей смеси в бензиновом ДВС:

I — момент искрового разряда; 2 — начало фазы интенсивного горения; 3 — окончание фазы интенсивного горения; ВМТ — верхняя мертвая точка положения поршня;  $\alpha_1$  — фаза начала горения, равная углу  $\alpha_1$  (задержка интенсивного горения); II — фаза интенсивного горения, равная углу  $\alpha_2$ ; III — фаза догорания топлива;  $p$  — давление газа;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала;  $\theta_{o,3}$  — угол опережения зажигания; — — — — расширение газа без сгорания; —> — направление хода процесса

си начинается без повышения давления (участок 1—2). Длительность начальной фазы I определяет задержку интенсивного горения и зависит от состояния рабочего тела, угла опережения зажигания  $\theta_{0,з}$ , энергии искрового разряда. Увеличение степени сжатия  $\epsilon$  и уменьшение угла опережения зажигания приводят к сокращению фазы I (уменьшению угла  $\alpha_1$ ). Увеличение частоты вращения коленчатого вала, снижение нагрузки на ДВС, обеднение рабочей смеси, уменьшение мощности источника воспламенения — причины удлинения фазы I (увеличения угла  $\alpha_1$ ).

*Фаза II*, равная углу  $\alpha_2$ , — начало интенсивного горения в точке 2 с резким повышением температуры и давления продуктов сгорания до их максимума в точке 3. Для получения большей экономичности двигателя сгорание топлива должно осуществляться вблизи ВМТ при минимальном объеме надпоршневого пространства, когда минимальны потери теплоты через стенки цилиндра. В этот период времени сгорает основная масса топлива. Скорость распространения фронта горения 20...40 м/с, окончание этой фазы (точка 3) приходится на угол поворота коленчатого вала 12...18° после ВМТ.

Если рабочая смесь перед воспламенением подвергается воздействию высоких температур и давлений, то нормальное сгорание при определенных условиях может перейти в детонационное.

*Детонационное сгорание рабочей смеси* возникает при несоответствии сорта бензина степени сжатия, слишком больших углах опережения зажигания, перегрузке двигателя и его перегреве, повышенном нагарообразовании на стенках камеры сгорания.

Скорость процесса в условиях возможной детонации многократно увеличивается (до 2 000...2 500 м/с). При этом часть рабочей смеси самовоспламеняется раньше, чем к ней подойдет фронт основного пламени. В камере сгорания возникают и распространяются волны давления, оказывающие влияние на характер изменения давления в цилиндре. Внешним признаком детонационного сгорания является появление звонких металлических стуков. При детонационном сгорании увеличиваются тепловые и механические нагрузки на детали двигателя, снижается мощность, появляется дымный выхлоп и ухудшается экономичность двигателя.

При работе двигателя с полной нагрузкой иногда наблюдается преждевременное воспламенение рабочей смеси, называемое *каильным зажиганием*, из-за местного перегрева стенок камеры сгорания (в результате отложения нагара на них) или электродов свечи зажигания. Такое явление может возникать при несоответствии тепловой характеристики свечи (калильного числа) степени сжатия  $\epsilon$  рабочей смеси. Это приводит к тому, что максимум давления газа достигается до прихода поршня в ВМТ, при этом снижается мощность двигателя, возможны значительный перегрев поршня и его прогорание.

**Фаза III** — догорание продуктов неполного окисления топлива (ниспадающая ветвь диаграммы), когда скорость выделения теплоты равна скорости теплоотвода в стенки цилиндра.

**Для дизелей** на развернутой диаграмме процесса сгорания рабочей смеси различают фазы I—IV (рис. 2.7).

**Фаза I** — от начала впрыска топлива (точка 1) до начала резкого повышения давления и температуры (точка 2) — представляет собой временной период задержки воспламенения, когда топливо впрыскивается, перемешивается со сжатым воздухом, нагревается и испаряется, т.е. период подготовки рабочей смеси к воспламенению. Продолжительность фазы I зависит от ЦЧ топлива, степени сжатия рабочей смеси, формы камеры сгорания, качества распыления топлива, момента подачи топлива в цилиндр (угла опережения впрыска  $\theta_{о.в}$ ), частоты вращения коленчатого вала, нагрузки на двигатель. С увеличением ЦЧ, степени сжатия  $\epsilon$  и нагрузки на двигатель продолжительность фазы I сокращается.

**Фаза II** — участок 2—3 быстрого горения топлива при резком нарастании давления  $p$  и температуры  $T$  газа. При увеличении давления со скоростью более 0,5 МПа на 1° поворота коленчатого вала отмечается жесткая работа двигателя. Чем меньше продолжительность фазы II, тем жестче работа ДВС.

**Фаза III** — участок 3—4 стабильного горения топлива заканчивается достижением максимальной температуры газа. Впрыск

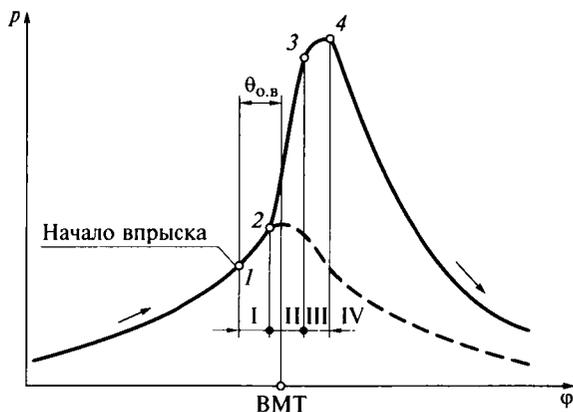


Рис. 2.7. Развернутая диаграмма процесса сгорания рабочей смеси в дизеле: 1 — точка впрыска топлива; 2 — начало фазы быстрого горения; 3 — окончание фазы быстрого горения; 4 — окончание фазы стабильного горения топлива;  $p$  — давление газа; ВМТ — верхняя мертвая точка положения поршня; I — фаза задержки воспламенения; II — фаза быстрого горения топлива; III — фаза стабильного горения топлива; IV — фаза догорания топлива;  $\phi$  — угол поворота коленчатого вала;  $\theta_{о.в}$  — угол опережения впрыска; — — — — расширение газа без сгорания;  $\longrightarrow$  — направление хода процесса

топлива к этому моменту обычно заканчивается. Сгорание топлива происходит при увеличивающемся объеме и практически постоянном давлении, а скорость сгорания уменьшается из-за разбавления рабочей смеси продуктами сгорания, образовавшимися в период фазы II быстрого горения топлива.

*Фаза IV* — догорание топлива и продуктов неполного окисления (угол тем больше, чем выше нагрузка двигателя и частота вращения коленчатого вала). Температура и давление газа в конце процесса сгорания определяются при допущении смешанного цикла подведения к нему теплоты — последовательные циклы при постоянном объеме и постоянном давлении (см. участки  $cz'$  и  $z'z$  индикаторной диаграммы на рис. 2.5, б). Для смешанного цикла согласно первому началу термодинамики теплота, полученная при сгорании 1 кг топлива, кДж/кг, реализуется на участке  $cz$  следующим образом:

$$Q_{cz} = \xi h_u = \Delta U_{cz} + L_{cz}, \quad (2.4)$$

где  $\xi$  — коэффициент использования теплоты на участке  $cz$ , учитывающий потери теплоты через стенки цилиндра и неполноту сгорания топлива;  $h_u$  — низшая удельная теплотворная способность топлива, кДж/кг;  $\Delta U_{cz} = U_z - U_c$  — изменение внутренней энергии газа на участке  $cz$  процесса сгорания, кДж/кг;  $L_{cz}$  — работа расширения газа при сгорании, кДж/кг.

Изменение внутренней энергии рабочего тела на участке  $cz$

$$\Delta U_{cz} = c_{V_z} (v_2 + v_r) T_z - c_{V_c} (v_1 + v_r) T_c,$$

где  $c_{V_z}$ ,  $c_{V_c}$  — теплоемкости соответственно продуктов сгорания в точке  $z$  и рабочей смеси в точке  $c$ , кДж/(кмоль·К);  $T_z$ ,  $T_c$  — абсолютная температура продуктов сгорания в точке  $z$  и рабочей смеси в точке  $c$ , К;  $v_2$ ,  $v_1$ ,  $v_r$  — количество молекулярного вещества соответственно продуктов сгорания горючей смеси, в исходном состоянии до ее горения и остаточных газов, кмоль.

Работа, кДж, расширения газов на участке  $cz$

$$L_{cz} = p_z V_z - p_c V_c = p_z V_z - \lambda p_c V_c.$$

В этой зависимости  $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$  — степень повышения давления.

Исключим из уравнения работы параметры  $p$  и  $V$ , воспользовавшись уравнением Менделеева — Клапейрона для состояния газа в точках  $z$  и  $c$  цикла дизеля, и получим

$$p_z V_z = R (v_2 + v_r) T_z \quad \text{и} \quad p_c V_c = R (v_1 + v_r) T_c,$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная, равная работе 1 кг газа при нагревании его на 1 К,  $R = 8,314$  кДж/(кмоль·К).

Разделим обе части уравнения (2.4) на  $(v_1 + v_r)$ . Тогда с учетом того, что  $\frac{v_2 + v_r}{v_1 + v_r} = \mu$ , а  $\frac{v_r}{v_1} = \gamma_r$ , получим окончательно

$$\frac{\xi h_u}{v_1(1 + \gamma_r)} + (c_{v_c} + R\lambda)T_c = (c_{v_z} + R)\mu T_z.$$

Так как теплоемкости  $c_{v_z}$  и  $c_{v_c}$  являются функциями температур соответственно  $T_z$  и  $T_c$ , последнее выражение представляет собой квадратное уравнение относительно  $T_z$ , решением которого является температура  $T_z$  газа в конце процесса сгорания для дизеля.

Так как для бензиновых ДВС  $V_z = V_c$ , полученное выражение упрощается и при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha \geq 1$  имеет следующий вид:

$$\frac{\xi h_u}{v_1(1 + \gamma_r)} + c_{v_c}T_c = (c_{v_z} + R)\mu T_z.$$

При  $\alpha < 1$  в данном выражении из величины низшей удельной теплотворной способности топлива  $h_u$  нужно вычесть потери теплоты  $\Delta h_u$ , кДж/кг, за счет неполноты сгорания из-за недостатка кислорода

$$\Delta h_u = 114 \cdot 10^3 (1 - \alpha)v_0,$$

где  $v_0$  — теоретически необходимое количество молекул воздуха для горения, кмоль.

Для определения давления, МПа, после сгорания топлива также воспользуемся уравнениями Менделеева—Клапейрона для состояния газа в точках  $z$  и  $c$  цикла дизеля, поделив их одно на другое:

$$\frac{p_z V_z}{\rho_c V_c} = \frac{R(v_2 + v_r)T_z}{R(v_1 + v_r)T_c}.$$

Учитывая, что  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  — степень предварительного расширения

газа,  $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ , а  $\frac{v_2 + v_r}{v_1 + v_r} = \mu$ , получаем  $\rho\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c}$ , откуда для *дизелей*

$$T_z = \frac{\rho\lambda}{\mu} T_c \quad \text{и} \quad p_z = \frac{\mu T_z}{\rho T_c} p_c.$$

Так как для *бензиновых ДВС*  $V_z = V_c$  (см. рис. 2.5, а), а следовательно, и  $\rho = 1$ , получаем

$$T_z = \frac{\lambda}{\mu} T_c \quad \text{и} \quad p_z = \mu \frac{T_z}{T_c} p_c.$$

Для дизелей  $\lambda = 1,4 \dots 1,9$ ;  $\xi = 0,65 \dots 0,82$ ;  $\rho = 1,2 \dots 1,6$ ;  $T_z = 1700 \dots 2200$  К;  $p_z = 5,5 \dots 12,0$  МПа.

Для бензиновых ДВС  $\lambda = 3,5 \dots 4,5$ ;  $\xi = 0,8 \dots 0,9$ ;  $T_z = 2400 \dots 2800$  К;  $p_z = 4,0 \dots 6,0$  МПа.

#### 2.2.4. Процесс расширения

В процессе расширения теплота преобразуется в полезную механическую работу. Процесс расширения протекает с интенсивным теплообменом между продуктами сгорания и стенками цилиндра.

Процесс расширения имеет более сложный характер, чем сжатие, поскольку происходит с переменным теплообменом, так как кроме охлаждения расширяющихся газов имеется подвод теплоты в результате догорания топлива. В начале процесса расширения подвод теплоты преобладает над его отводом через стенки цилиндра. Конечная фаза процесса расширения сопровождается интенсивным отводом теплоты.

При определении давления  $p_b$  и температуры  $T_b$  газа в конце такта расширения необходимо учитывать, что объемы газа в точках  $a$  ( $V_a$ ) и  $b$  ( $V_b$ ) равны между собой, т.е.  $V_b = V_a$  и в бензиновых

$$\text{ДВС} \quad \frac{V_b}{V_z} = \varepsilon.$$

Состояние продуктов сгорания при расширении, как и при сжатии, описывается уравнением политропического процесса, но с показателем политропы расширения  $n_2$

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} = \text{const.}$$

Откуда давление, МПа, газа в конце такта расширения для **бензиновых ДВС**

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Термодинамическая температура, К, продуктов сгорания в конце такта расширения определяется из уравнения для газа

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

Откуда для бензиновых ДВС

$$T_b = T_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_z}{\epsilon^{\gamma-1}}.$$

В *дизелях* рабочий процесс протекает по смешанному циклу. Процесс расширения с изменением давления начинается ниже ВМТ, поэтому  $V_z$  больше объема камеры сгорания, и учитываться должна не степень сжатия  $\epsilon$ , а степень последующего расширения  $\delta$ . Расширение по политропическому закону начинается от точки  $z$ , поэтому аналогично бензиновому ДВС для дизелей получим выражения для давления  $p_b$  и температуры  $T_b$  (см. рис. 2.5, б):

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}},$$

где  $\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{V_b}{V_z}$  — *степень последующего расширения* газа.

Интенсивность охлаждения газа при расширении является основным фактором, от которого зависит  $n_2$ . При расчетах показатель  $n_2$  политропы расширения принимается средней постоянной величиной на всем протяжении данного процесса. Для дизелей  $n_2 = 1,15 \dots 1,30$ ;  $p_b = 0,2 \dots 0,5$  МПа;  $T_b = 1\,000 \dots 1\,300$  К. Для бензиновых ДВС  $n_2 = 1,22 \dots 1,35$ ;  $p_b = 0,2 \dots 0,6$  МПа;  $T_b = 1\,200 \dots 1\,800$  К.

### 2.2.5. Процесс выпуска

Процесс выпуска должен происходить таким образом, чтобы давление продуктов сгорания в конце выпуска и затраты работы на выпуск отработавших газов были минимальными. Большое влияние на затраты работы при выпуске оказывает сопротивление выпускной системы.

В процессе выпуска отработавших продуктов сгорания можно выделить три стадии: свободный выпуск, принудительный выпуск, продувка. Выпускной клапан открывается с опережением  $40 \dots 75^\circ$  до прихода поршня в НМТ.

В момент открывания клапана газ имеет следующие параметры:  $p_b = p_{\text{вып}} = 0,4 \dots 0,6$  МПа;  $T_b = T_{\text{вып}} = 900 \dots 1\,400$  К. Поскольку давление в выпускном канале  $p_r = 0,105 \dots 0,120$  МПа, скорость истечения газов составляет  $500 \dots 700$  м/с. До прихода поршня в НМТ из цилиндров на стадии свободного выпуска удаляется  $50 \dots 60$  % отработавших газов.

Стадия принудительного выпуска соответствует движению поршня из НМТ в ВМТ. Скорость истечения газов определяется скоростью движения поршня и проходным сечением выпускного

Таблица 2.2

**Параметры газа в разных процессах рабочего цикла ДВС**

Процесс	Бензиновые ДВС		Дизели	
	Давление $p$ , МПа	Температура $T$ , К	Давление $p$ , МПа	Температура $T$ , К
Впуск	0,075 ... 0,090	340 ... 400	0,085 ... 0,095	310 ... 360
Сжатие	1,2 ... 2,0	550 ... 750	3,5 ... 5,0	800 ... 950
Сгорание	4,0 ... 6,0	2 400 ... 2 800	5,5 ... 12,0	1 700 ... 2 200
Расширение	0,2 ... 0,6	1 200 ... 1 800	0,2 ... 0,5	1 000 ... 1 300
Выпуск	0,105 ... 0,120	900 ... 1 100	0,105 ... 0,120	700 ... 900

клапана. Температура и давление рабочего тела в это время изменяются незначительно.

Продувка цилиндра как завершающая стадия процесса выпуска происходит при нахождении поршня около ВМТ в период перекрывания выпускного и впускного клапанов (т.е. одновременного их открывания на угол  $40 \dots 60^\circ$ ). Поток отработавших газов может идти при этом в обоих направлениях в зависимости от давления в цилиндре, впускном и выпускном трубопроводах.

Наиболее качественная продувка (более полная очистка цилиндра) достигается при настроенной системе газообмена, основанной на использовании колебательных процессов в системах впуска и выпуска. В соответствии с частотой колебаний потоков впуска и выпуска на определенных режимах работы ДВС длина и форма впускного и выпускного трактов выбираются таким образом, чтобы фронт волны разрежения в выпускном тракте приходил к выпускному клапану к моменту его закрывания, а фронт волны давления во впускном тракте приходил к впускному клапану в момент его открывания. В результате такого решения во впускном клапане создается давление большее, чем в цилиндре, а в выпускном клапане меньшее, чем в цилиндре, и отработавшие газы выталкиваются из цилиндра свежим зарядом, условия очищения цилиндра улучшаются, снижается температура днища поршней, головки блока и клапанов.

Параметры газа в разных процессах рабочего цикла ДВС приведены в табл. 2.2.

**2.2.6. Индикаторные показатели рабочего цикла**

Эффективность действительного теплового цикла ДВС характеризуется индикаторными показателями, которые определяют

расчетом или экспериментально при обработке индикаторных диаграмм. Рассмотрим следующие индикаторные показатели: среднее индикаторное давление  $p_i$ ; индикаторную мощность  $N_i$ ; индикаторный КПД  $\eta_i$ ; удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

Средним индикаторным давлением  $p_i$  ДВС называется условное постоянное давление газа, которое, действуя на поршень при расширении, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Индикаторная расчетная (теоретическая) работа газов, Дж, за один цикл в одном цилиндре

$$L_{ip} = p_{ip} FS,$$

где  $p_{ip}$  — расчетное среднее индикаторное давление цикла, МПа;

$F = \frac{\pi D_{ц}^2}{4}$  — площадь поршня, см<sup>2</sup>;  $D_{ц}$  — диаметр цилиндра, см;

$S$  — ход поршня, см.

Отсюда получаем расчетное среднее индикаторное давление, МПа:

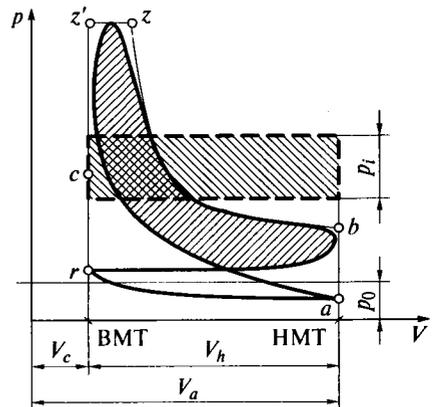
$$p_{ip} = \frac{L_{ip}}{FS}.$$

Чтобы понять физический смысл понятия расчетного среднего индикаторного давления  $p_{ip}$ , рассмотрим индикаторную диаграмму в координатах  $p$ — $V$  на рис. 2.8. Геометрически среднее индикаторное давление газа  $p_i$  — это высота прямоугольника, равновеликого полезной площади действительной индикаторной диаграммы, построенного на основании  $V_h$ . Работа, эквивалентная площади теоретической индикаторной диаграммы, для рабочего цикла дизеля определится следующим образом:

$$L_{ip} = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac},$$

Рис. 2.8. Индикаторная диаграмма и среднее индикаторное давление:

$p$  — давление газа;  $V$  — объем, занимаемый газом;  $V_c$ ,  $V_h$ ,  $V_a$  — соответственно объем камеры сгорания, рабочий объем цилиндра и полный объем цилиндра; ВМТ, НМТ — соответственно верхняя и нижняя мертвые точки положения поршня;  $r$  — начало впуска;  $a$  — начало сжатия;  $c$  — конец сжатия;  $z'$  — начало расширения при постоянном давлении у дизеля;  $z$  — начало расширения при изменяющемся давлении;  $b$  — конец расширения;  $p_0$  — давление атмосферного воздуха;  $p_i$  — среднее индикаторное давление газа



где  $L_{z'z}$ ,  $L_{zb}$  — работа газов соответственно на участках  $z'z$  и  $zb$ , Дж;  $L_{ac}$  — работа сжатия газа на участке  $ac$ , Дж.

Суммарная полезная работа, Дж, за цикл дизеля после определения и сложения выражений для  $L_{z'z}$ ,  $L_{zb}$ ,  $L_{ac}$  и соответствующих преобразований

$$L_{ip} = p_c V_c \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Делением полезной работы  $L_{ip}$ , Дж, на рабочий объем  $V_h$ , см<sup>3</sup>, цилиндра получаем с учетом выражений  $p_c = p_a \epsilon^{n_1}$  и  $\frac{V_h}{V_c} = \epsilon - 1$  расчетное (теоретическое) среднее индикаторное давление дизеля, МПа:

$$p_{ip} = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Уравнение расчетного среднего индикаторного давления рабочего цикла бензинового двигателя получаем при подстановке в предыдущее уравнение  $\rho = 1$  и  $\delta = \epsilon$ , т. е.

$$p_{ip} = p_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Площадь действительной индикаторной диаграммы меньше теоретической диаграммы за счет скругления у расчетных точек  $c$ ,  $z'$ ,  $z$ ,  $b$  и насосных потерь  $\Delta p$ , возникающих при впуске и выпуске газа. Скругления диаграммы обусловлены тепловыми потерями, поскольку реальный процесс горения отличается от теоретического горения.

Среднее индикаторное давление, МПа, действительного цикла

$$p_i = \phi_g p_{ip} - \Delta p,$$

где  $\phi_g$  — коэффициент, учитывающий полноту действительной индикаторной диаграммы ( $\phi_g = 0,92 \dots 0,97$ ). Значения коэффициента  $\phi_g$  для бензиновых ДВС больше, чем для дизелей.

Насосные потери, МПа, в четырехтактных двигателях равны разности давлений на выпуске  $p_r$  и на впуске  $p_a$ :

$$\Delta p = p_r - p_a.$$

Действительная величина среднего индикаторного давления  $p_i$  при полной нагрузке составляет, МПа:

Бензиновые ДВС	Дизели	
	без наддува	с наддувом
0,8... 1,2	0,9... 1,2	До 2,5

*Индикаторная мощность*  $N_i$  — мощность, развиваемая газами в цилиндре двигателя, — это работа газов в единицу времени (кДж/с).

Индикаторная работа  $L_i$ , кДж, за один цикл многоцилиндрового<sup>1</sup> двигателя с числом цилиндров  $i$

$$L_i = p_i F S i = 10^3 p_i V_h i,$$

где  $V_h = FS$  — рабочий объем цилиндра, л.

Умножив индикаторную работу  $L_i$  на число рабочих циклов в секунду  $\frac{2n}{60\tau}$ , получим индикаторную мощность, кВт:

$$N_i = \frac{10^3 p_i V_h i \cdot 2n}{60\tau} = \frac{10^3 p_i V_h i n}{30\tau},$$

где  $2n$  — число ходов поршня в минуту;  $n$  — частота вращения коленчатого вала в минуту,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\tau$  — число тактов за рабочий цикл (тактность).

В действительном цикле ДВС часть теплоты отводится системой охлаждения, а часть теряется с отработавшими газами, через стенки цилиндров и за счет неполного сгорания топлива. Степень использования теплоты в действительном цикле оценивается индикаторным КПД.

*Индикаторным КПД*  $\eta_i$  называется отношение индикаторной работы, кДж, произведенной газами в цилиндре ДВС, к расчетной теплоте, получаемой при полном сгорании топлива:

$$\eta_i = \frac{L_i}{G_\tau h_u} = \frac{3600 N_i}{G_\tau h_u},$$

где  $G_\tau$  — часовой расход топлива, кг/ч;  $h_u$  — низшая удельная теплотворная способность топлива, кДж/кг; 3600 — часовая индикаторная работа, кДж/(кВт·ч) (термический эквивалент работы, равный 1 кВт·ч).

Индикаторный КПД  $\eta_i$  можно также выразить через параметры рабочего цикла

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i \alpha v_0 T_0}{h_u \eta_v p_0},$$

где  $v_0$  — теоретически необходимое количество молекул воздуха для полного сгорания этого топлива, кмоль;  $\eta_v$  — коэффициент наполнения цилиндра;  $p_0$ ,  $T_0$  — давление, МПа, и температура, К, атмосферного воздуха.

<sup>1</sup> В многоцилиндровых двигателях сумма рабочих объемов всех цилиндров выражается в литрах (1 л = 1 дм<sup>3</sup>) и называется *литражом* двигателя.

**Индикаторные показатели действительных циклов  
четырёхтактных ДВС**

Двигатель	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·ч)
Дизель:			
без наддува	0,9 ... 1,2	0,4 ... 0,5	170 ... 220
с наддувом	1,4 ... 2,5	0,4 ... 0,5	160 ... 200
Бензиновый	0,9 ... 1,2	0,3 ... 0,4	190 ... 280

Из формулы следует, что индикаторный КПД цикла зависит, в основном, от значений среднего индикаторного давления  $p_i$ , МПа, коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$  цилиндра. Индикаторный КПД цикла характеризует эффективность протекания теплового процесса в двигателе.

Для дизелей значения индикаторного КПД  $\eta_i = 0,4 \dots 0,5$ ; для бензиновых ДВС —  $0,3 \dots 0,4$ .

Экономичность действительного цикла оценивается удельным индикаторным расходом топлива  $g_i$ .

*Индикаторный расход топлива  $g_i$*  — расход топлива, г/(кВт·ч), необходимый для получения 1 кВт индикаторной работы в 1 ч:

$$g_i = \frac{1000G_T}{N_i}$$

С учетом зависимости для индикаторного КПД  $\eta_i$  индикаторный расход топлива можно представить также в следующем виде:

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{\eta_i h_u}$$

Индикаторные показатели действительных циклов ДВС приведены в табл. 2.3.

### **2.2.7. Показатели эффективной работы и основные размеры двигателей**

Индикаторная работа, совершаемая газами в цилиндрах двигателя, не может быть использована полностью, так как часть ее затрачивается на внутренние механические потери в двигателе. К ним относятся:

- потери на трение между движущимися деталями кривошипно-шатунного и распределительного механизмов, других систем двигателя;

- потери на трение движущихся деталей о воздух;
- потери на привод устройств и агрегатов двигателя: топливного, масляного и водяного насосов, вентилятора, генератора, распределителя и др.;
- насосные потери при очистке воздуха и газообмене.

Таким образом, полезно используется только часть индикаторной работы. Это эффективная работа, так как она определяет конечную эффективность двигателя.

Действительная эффективность двигателя характеризуется следующими показателями, аналогичными индикаторным показателям, которые определяются на выходе двигателя, т. е. на его маховике: эффективной мощностью  $N_e$ ; средним эффективным давлением  $p_e$ ; механическим КПД  $\eta_m$ ; эффективным КПД  $\eta_e$ ; удельным эффективным расходом топлива  $g_e$ .

*Эффективная мощность*, кВт, представляет собой разность между индикаторной мощностью  $N_i$ , развиваемой газами в цилиндрах двигателя, и суммарной мощностью  $N_m$  механических потерь:

$$N_e = N_i - N_m.$$

Работа газов в цилиндрах двигателя выражается через среднее индикаторное давление  $p_i$ . Если механические потери выразить через часть среднего индикаторного давления, идущего на преодоление этих потерь, то среднее эффективное давление представляет собой разность между средним индикаторным давлением и средним давлением потерь.

*Среднее эффективное давление* — это условное постоянное по величине давление газов в цилиндрах двигателя, совершающих работу за один ход поршня из ВМТ до НМТ, равную эффективной работе за цикл:

$$p_e = p_i - p_m,$$

где  $p_m$  — среднее давление механических потерь, МПа.

Эффективная мощность, кВт, и среднее эффективное давление, МПа, связаны между собой зависимостью, аналогичной зависимости между индикаторными показателями:

$$N_e = \frac{p_e V_{hin}}{30\tau}.$$

*Механический КПД двигателя*  $\eta_m$  — это отношение эффективной мощности на маховике двигателя к индикаторной мощности, или отношение среднего эффективного давления к среднему индикаторному давлению, что характеризует механические потери в двигателе:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}.$$

С учетом того что  $N_e = N_i - N_m$  и  $p_e = p_i - p_m$ :

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i},$$

т.е. механический КПД повышается при постоянстве механических потерь  $p_m = \text{const}$  и увеличении индикаторной мощности  $N_i$  (среднего индикаторного давления  $p_i$ ).

При работе двигателя с разными частотами вращения коленчатого вала среднее давление механических потерь  $p_m$  зависит от изменения работы трения в механизмах и системах двигателя и изменения насосных потерь. Поэтому с увеличением скорости вращения коленчатого вала давление механических потерь растет, а механический КПД падает.

На основании опытных данных установлены эмпирические зависимости среднего давления, МПа, механических потерь от частоты вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>:

для дизелей

$$p_m = 0,092 + 0,0001n;$$

для бензиновых двигателей

$$p_m = 0,035 + 0,00005n.$$

*Эффективный КПД двигателей* — это отношение эффективной работы, кДж/ч, на маховике двигателя к количеству теплоты, кДж/кг, полученной при сгорании топлива:

$$\eta_e = \frac{L_e}{G_\tau h_u} = \frac{3\,600 N_e}{G_\tau h_u},$$

где  $L_e$  — эффективная работа, кДж, полученная при сгорании топлива в течение 1 ч;  $G_\tau$  — часовой расход топлива, кг;  $h_u$  — теплота сгорания 1 кг топлива, кДж.

Подставив  $L_e = p_e V_h = p_i \eta_m V_h$ , получим

$$\eta_e = \frac{p_i V_h}{G_\tau h_u} \eta_m = \eta_i \eta_m.$$

Таким образом, эффективным КПД учитываются тепловые  $\eta_i$  и механические  $\eta_m$  потери ДВС. Для повышения эффективного КПД необходимо повышать  $\eta_i$ , совершенствуя рабочий процесс, и уменьшать  $\eta_m$ , совершенствуя конструкцию и качество изготовления ДВС.

Аналогично удельному индикаторному расходу топлива определяется удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_e = \frac{1\,000 G_\tau}{N_e} \quad \text{или} \quad g_e = \frac{36 \cdot 10^5}{\eta_e h_u}.$$

Значения эффективных показателей четырехтактного ДВС

Двигатель	$p_e$ , МПа	$\eta_m$	$\eta_e$	$g_e$ , г/(кВт·ч)
Дизель:				
без наддува	0,6 ... 0,9	0,75 ... 0,8	0,32 ... 0,38	210 ... 260
с наддувом	1,2 ... 1,8	До 0,92	0,35 ... 0,40	180 ... 210
Бензиновый	0,6 ... 1,0	0,75 ... 0,85	0,24 ... 0,30	280 ... 330

Значения эффективных показателей четырехтактного ДВС приведены в табл. 2.4.

Для увеличения эффективного КПД  $\eta_e$  прежде всего необходимо увеличить индикаторный КПД  $\eta_i$ . Это достигается обеспечением оптимального коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . В бензиновых ДВС максимальный  $\eta_i$  достигается при  $\alpha = 1,03 \dots 1,05$ , а в дизельных ДВС — при  $\alpha = 1,30 \dots 1,35$ . При меньших значениях  $\alpha$  у дизелей из-за худшего смесеобразования, по сравнению с бензиновыми ДВС, появляется дымный выхлоп. Поэтому для обеспечения указанного значения  $\alpha$  применяются наддув и промежуточное охлаждение наддувного воздуха для повышения коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

*Газотурбинный наддув* с помощью турбокомпрессора, который под давлением подает воздух в цилиндры, широко применяется на двигателях. Турбокомпрессор, состоящий из радиальной центробежной турбины и центробежного компрессора, устанавливается на выпускной системе двигателя. На номинальной мощности турбокомпрессор может обеспечить степень повышения давления до  $\lambda = 2,5$ . Топливная аппаратура дизеля с турбонаддувом регулируется на увеличенную цикловую подачу топлива. Дальнейшее совершенствование двигателей посредством наддува идет в основном по пути увеличения степени повышения давления, создания двигателя с характеристикой постоянной мощности, у которого вращающий момент имеет высокий коэффициент приспособляемости (1,4 ... 2,0). Это достигается настройкой турбокомпрессора на режим максимального вращающего момента, применением регулируемых турбокомпрессоров, специального корректора цикловой подачи, охлаждением наддувного воздуха.

Общая эффективность ДВС в большой степени характеризуется удельными показателями, например литровой мощностью.

*Литровая мощность* — это мощность  $N_l$ , получаемая с единицы рабочего объема цилиндров  $V_h$ , кВт/л:

$$N_l = \frac{N_e}{V_h i} = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau V_h i} = \frac{p_e n}{30 \tau}$$

От значения  $N_n$  зависят габаритные размеры ДВС. Увеличивая частоту вращения коленчатого вала, что приводит к росту литровой мощности, следует обеспечить оптимальное значение коэффициентов  $\eta_v$  и  $\eta_m$ .

Чтобы коэффициенты  $\eta_v$  и  $\eta_m$  не снижались при увеличении числа оборотов  $n$ , следует увеличивать фазу (угол) впуска свежего заряда и фазу выпуска отработавших газов, увеличивать проходные сечения клапанов (повысится  $\eta_v$ ) и снижать средние скорости движения поршней. Снижение скорости движения поршней достигается путем уменьшения хода поршней и увеличения диаметра цилиндров. Рациональными мероприятиями для увеличения литровой мощности являются наддув дизелей и бензиновых ДВС, при котором давление и температура заряда в конце сжатия повышаются; повышение степени сжатия  $\epsilon$  бензиновых ДВС; применение непосредственного впрыска бензина и электронного зажигания.

Наибольший эффект достигается применением наддува в дизелях. Это позволяет значительно увеличить литровую мощность дизеля.

Основными конструктивными параметрами двигателя внутреннего сгорания являются диаметр цилиндра  $D_{ц}$ , см, и ход поршня  $S$ , см, определяющие рабочий объем двигателя, от которого в значительной мере зависит эффективность рабочего цикла, а также размеры, масса, компоновка и стоимость двигателя в целом.

Большое значение имеет обоснованный выбор отношения хода поршня к диаметру цилиндра  $\psi = \frac{S}{D_{ц}}$ . У современных двигателей

величина  $\psi$  находится в пределах 0,8... 1,3. При этом меньшие значения  $\psi$  характерны для бензиновых двигателей, а большие — для дизелей. При известном значении  $\psi$  ход поршня  $S = \psi D_{ц}$ .

Исходными зависимостями при определении диаметра цилиндра  $D_{ц}$ , см, и хода поршня  $S$ , см, являются рабочий объем  $V_h$ , л (дм<sup>3</sup>), и эффективная мощность двигателя  $N_e$ , кВт:

$$V_h = \frac{\pi D_{ц}^2 S}{4 \cdot 10^3} = \frac{\pi D_{ц}^3 \psi}{4 \cdot 10^3} \quad \text{и} \quad N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau}$$

Решение этих уравнений относительно  $D_{ц}$ , дм, дает

$$D_{ц} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 30 N_e \tau}{\pi \psi p_e i n}},$$

где  $\tau$  — число тактов за рабочий цикл (тактность);  $p_e$  — среднее эффективное давление, МПа;  $i$  — число цилиндров;  $n$  — частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

### 2.2.8. Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания

Тепловой баланс ДВС характеризует распределение количества теплоты, кДж, выделяющейся при сгорании топлива, на полезную работу и тепловые потери:

$$Q = Q_e + Q_b + Q_r + Q_{н.с} + Q_m + Q_{ост},$$

где  $Q$  — общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом (располагаемое количество теплоты), кДж;  $Q_e$  — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя (полезно использованная теплота), кДж;  $Q_b$  — теплота, отведенная в охлаждающую среду, кДж;  $Q_r$  — потери теплоты с отработавшими газами, кДж;  $Q_{н.с}$  — потери теплоты от неполного сгорания топлива, кДж;  $Q_m$  — потери теплоты в масло, кДж;  $Q_{ост}$  — потери теплоты путем теплообмена нагретых деталей с окружающей средой и другие (остальные) потери, кДж.

Тепловой баланс определяется на основе экспериментальных данных и выражается в абсолютных или относительных единицах.

Составляющие теплового баланса могут выражаться в процентах к располагаемому количеству теплоты. В этом случае уравнение теплового баланса приобретает вид

$$q_e + q_b + q_r + q_{н.с} + q_m + q_{ост} = 100 \%.$$

Располагаемое количество теплоты после сгорания, кДж/ч, определяется по низшей теплотворной способности топлива  $h_u$ , кДж/кг, и его часовому расходу  $G_r$ , кг/ч:

$$Q = h_u G_r.$$

В табл. 2.5 приведены средние значения доли составляющих теплового баланса четырехтактного ДВС.

На долю потерь приходится 50...70 % теплоты, выделившейся при сгорании топлива в двигателе, поэтому задача утилизации этих потерь является очень важной. Теплота охлаждающей жидкости используется для отопления кабин машин, обдува стекол теплым воздухом. В дизелях теплота отработавших газов частично ис-

Таблица 2.5

Средние значения доли составляющих теплового баланса четырехтактного ДВС

Двигатель	Доля, %, составляющей теплового баланса					
	$q_e$	$q_b$	$q_r$	$q_{н.с}$	$q_m$	$q_{ост}$
Бензиновый	22...28	14...28	30...40	0 ...15	2...4	3...8
Дизель	29...42	16...35	25...40	0...5	6...7	2...5

пользуется в газовых турбинах турбокомпрессоров, которые применяются для наддува, благодаря чему удается повысить мощность и КПД этих двигателей.

Тепловой баланс двигателя улучшается, если повышается температура охлаждающей жидкости, при которой двигатель работает нормально. При повышении рабочей температуры охлаждающей жидкости с 60 до 90 °С мощность двигателя может быть повышена на 2...6 %, а удельный эффективный расход топлива снижен на 2...4 г/(кВт·ч).

## 2.3. Характеристики двигателей

### 2.3.1. Основные сведения

Работа двигателей в различных эксплуатационных условиях всегда характеризуется некоторым соотношением основных их показателей.

Это соотношение в определенном временном интервале определяет *режим работы* ДВС.

*Основные показатели*, определяющие режим работы ДВС, следующие:  $N_e$  — эффективная мощность;  $M_e$  — эффективный вращающий момент;  $G_T$  — часовой расход топлива;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $p_e$  — среднее эффективное давление газов;  $n_e$  — частота вращения коленчатого вала при полной подаче топлива.

Режим работы двигателя может быть установившимся и неустойчивым.

При *установившемся режиме* показатели работы двигателя (частота вращения коленчатого вала, вращающий момент, мощность и др.) на рассматриваемом отрезке времени постоянны, в отличие от *неустановившегося режима*.

Диапазон режимов работы двигателя может быть ограничен различными факторами. Например, максимальная скорость вращения коленчатого вала может быть ограничена механической и тепловой напряженностью деталей. Минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя ограничивается условиями устойчивой работы. При этом соотношение показателей работы двигателя не остается постоянным.

При *оптимальном режиме* двигателя достигается либо максимальное значение одного из показателей  $N_e$ ,  $M_e$ ,  $p_e$ ,  $n_e$ , либо минимальное значение  $g_e$ , а остальные показатели принимают промежуточное значение.

*Полной нагрузкой* двигателя называется режим работы при полной подаче топлива, т. е. при максимальном положении органов управления подачей топлива системы питания (полностью откры-

тая дроссельная заслонка бензинового двигателя или положение рейки топливного насоса высокого давления на полную подачу топлива дизеля).

*Частичной нагрузкой* двигателя называется любой режим работы двигателя при частичной подаче топлива, т. е. при промежуточном положении органов управления подачей топлива системы питания.

Показатели работы двигателя существенно влияют на эксплуатационную эффективность машины, в состав которой он входит. Для оценки эксплуатационной эффективности машины необходимо знать показатели работы двигателя на разных режимах работы машины. Показатели работы двигателя принято оценивать по их графическим зависимостям от изменения одного из основных его параметров, характеризующих режим работы (частота вращения коленчатого вала, вращающий момент, мощность и др.). Такие зависимости называются *характеристиками двигателя*. Эти характеристики используются для оценки тяговых, скоростных, динамических качеств машины, технического состояния ДВС, экономической эффективности машины и др. По ним сравнивают между собой различные двигатели.

Стандартами предусмотрены четыре основные характеристики ДВС: *скоростные, регулировочные, нагрузочные и регуляторные*. Эти характеристики снимаются на специальных стендах, оборудованных тормозами, устройствами для измерения частоты вращения коленчатого вала и расхода топлива. С помощью тормозов можно нагружать двигатель нужным вращающим моментом.

### 2.3.2. Скоростные характеристики

*Скоростными характеристиками* называются графические зависимости показателей работы ДВС ( $N_e$ ,  $M_e$ ,  $G_T$  и  $g_e$ ) от частоты вращения коленчатого вала  $n_e$ .

В зависимости от комплектации двигателя, который испытывается на стенде, скоростные характеристики могут быть нормальными и нормально-эксплуатационными. Для построения *нормальной скоростной характеристики* двигатель испытывается без вентилятора, воздушного фильтра, глушителя и генератора. *Нормально-эксплуатационная характеристика* снимается с двигателя с полным комплектом всех приборов.

Наибольшее практическое значение имеют внешние и частичные скоростные характеристики.

*Внешней скоростной характеристикой* двигателя называется графическая зависимость эффективной мощности  $N_e$ , эффективного вращающего момента  $M_e$ , часового  $G_T$  и удельного эффективного  $g_e$  расходов топлива от частоты вращения  $n_e$  коленчатого вала при полной подаче топлива.

Частичной скоростной характеристикой двигателя называется характеристика, полученная при частичной подаче топлива.

На рис. 2.9 приведена внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя, а на рис. 2.10 — такая же характеристика дизеля.

На внешней скоростной характеристике двигателя важнейшими являются режимы при частотах вращения коленчатого вала  $n_{\min}$ ,  $n_{M_{\max}}$ ,  $n_{eH}$  и  $n_g$ .

Частота  $n_{\min}$  соответствует режиму, при котором двигатель устойчиво работает с полной нагрузкой.

Частота  $n_{M_{\max}}$  соответствует максимальному вращающему моменту  $M_{\max}$  или максимальному эффективному давлению  $p_e$ .

Частота  $n_{eH}$  соответствует номинальной эффективной мощности двигателя  $N_e$ , которую гарантирует завод-изготовитель для определенных условий эксплуатации.

При частоте  $n_g$  двигатель имеет наиболее экономичный режим работы, т. е. наименьший удельный эффективный расход топлива  $g_e$ .

Максимальная частота вращения коленчатого вала, которую может развить двигатель без регулятора, называется *разносной*, так как на такой скоростной режим его детали не рассчитаны. В этом случае вся индикаторная мощность двигателя расходуется на трение и привод собственных механизмов, систем и агрегатов. Такая скорость вращения коленчатого вала ограничивается соответствующим регулятором частоты вращения.

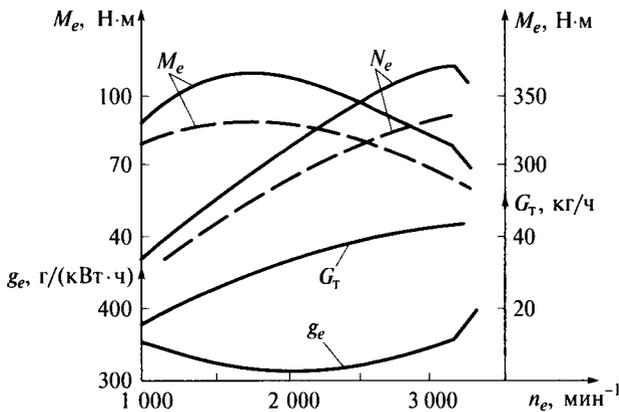


Рис. 2.9. Внешняя скоростная характеристика бензинового ДВС (ЗИЛ-508.10) (пунктиром показана частичная скоростная характеристика):

$N_e$  — эффективная мощность;  $n_e$  — эффективная частота вращения коленчатого вала;  $M_e$  — эффективный вращающий момент;  $G_T$  — часовой расход топлива;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива

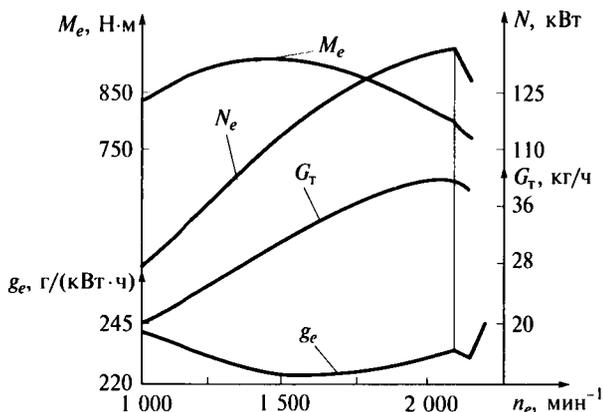


Рис. 2.10. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-236:

$N_e$  — эффективная мощность;  $n_e$  — частота вращения коленчатого вала при полной подаче топлива;  $M_e$  — эффективный вращающий момент;  $G_T$  — часовой расход топлива;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива

Основные параметры работы двигателя<sup>1</sup> связаны зависимостью

$$N_e = \frac{M_e n_e}{9\,555},$$

где  $N_e$  — эффективная мощность, кВт;  $M_e$  — эффективный вращающий момент, Н·м;  $n_e$  — частота вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, мин<sup>-1</sup>; 9 555 — числовой коэффициент.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала  $n_e$  пропорционально растет эффективная мощность, так как мощность — это произведение частоты и вращающего момента, который пропорционален среднему эффективному давлению. Вначале эффективная мощность растет практически линейно в соответствии с увеличением частоты и среднего эффективного давления, затем среднее эффективное давление, достигнув максимума, начинает уменьшаться, и темп роста эффективной мощности снижается. Максимумы эффективной мощности и вращающего момента достигаются при разных скоростях вращения коленчатого вала. Минимальный удельный эффективный расход топлива приходится

<sup>1</sup> Для приведения внесистемных единиц измерения мощности и работы к Международной системе единиц необходимо введение следующих коэффициентов пересчета:

1 л. с. = 736 Вт = 0,736 кВт = 736 Н·м/с.

1 кгс·м = 9,81 Н·м = 9,81 Дж.

Единица силы 1 Н = 1 кгс·м/с<sup>2</sup>; единица мощности 1 Вт = 1 Н·м/с = 1 Дж/с; единица количества теплоты 1 Дж = 1 Вт·с = 2,78 · 10<sup>-4</sup> Вт·ч.

на частоты между максимальными значениями вращающего момента и эффективной мощности.

*Коэффициентом приспособляемости двигателя*  $k$  называется отношение максимального вращающего момента  $M_{\max}$  к величине вращающего момента  $M_{\text{ном}}$  при номинальной мощности:

$$k = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}.$$

Коэффициент  $k$  является важной характеристикой эффективности двигателя, так как он показывает приспособленность двигателя преодолевать временные повышенные нагрузки за счет увеличения вращающего момента при снижении частоты вращения коленчатого вала. На транспортных машинах благодаря такой способности двигателя возможно преодоление возросших сопротивлений движению без переключения передач.

Значения коэффициента приспособляемости следующие: для дизелей  $k = 1,05 \dots 1,15$ , для бензиновых двигателей  $k = 1,2 \dots 1,4$ .

Увеличение коэффициента приспособляемости дизеля является наиболее значимым способом повышения его эффективности. Двигатели с большим значением коэффициента приспособляемости получили название *двигателей постоянной мощности* (ДПМ), так как они в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала имеют незначительно изменяющееся значение эффективной мощности. В этом случае снижающаяся частота вращения коленчатого вала компенсируется существенным повышением вращающего момента.

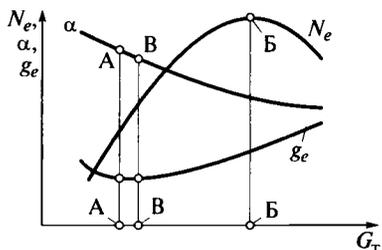
Для реализации режима постоянной мощности необходимо дизель с наддувом оснастить устройством промежуточного охлаждения наддувного воздуха, чтобы увеличить коэффициент наполнения цилиндра, и отрегулировать топливный насос высокого давления на цикловую подачу топлива, обеспечивающую наиболее полное его сгорание при данном коэффициенте наполнения. При этом часовой расход топлива несколько вырастет, но удельный эффективный расход топлива снизится.

### 2.3.3. Регулировочные характеристики

Регулировочные характеристики определяют влияние какого-либо фактора на эффективность работы двигателя. Чаще всего регулировочные характеристики необходимы для определения оптимальной настройки системы питания по составу приготавливаемой горючей смеси с целью получения наименьшего удельного расхода топлива при определенной эффективной мощности. Переменная величина — часовой расход топлива или состав смеси

Рис. 2.11. Регулировочная характеристика дизеля по расходу топлива:

$N_e$  — эффективная мощность;  $G_T$  — часовой расход топлива;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха; AA — экономичный часовой расход топлива; BB — часовой расход топлива, при котором двигатель развивает максимальную мощность; BB — максимальный часовой расход топлива, обеспечивающий бездымное сгорание



(коэффициент избытка воздуха). Регулировочная характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала.

Для дизелей регулировочные характеристики чаще всего снимаются для определения регулировки цикловой подачи топлива и оптимального угла опережения впрыска топлива. Регулировочные характеристики бензиновых двигателей снимаются также для определения оптимального угла опережения зажигания.

На рис. 2.11 приведена *регулировочная характеристика дизеля по расходу топлива*. Характеристика снимается при оптимальном угле опережения впрыска топлива. Часовой расход топлива изменяется путем перемещения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД).

По расходу топлива (составу рабочей смеси) характерными являются отмеченные на регулировочной характеристике следующие режимы дизеля. Удельный эффективный расход топлива, соответствующий линии AA, минимален, т.е. это наиболее экономичный режим. Максимальную эффективную мощность  $N_e$  двигатель развивает при расходе топлива по линии BB и, наконец, на линии BB находится точка, соответствующая максимальному расходу топлива, допускающему бездымное сгорание за счет полноты его сгорания, оцениваемой коэффициентом  $\alpha$ . Работа двигателя при больших расходе топлива и эффективной мощности сопровождается дымлением из-за неполного его сгорания.

На рис. 2.12 представлена *регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания*. Такая характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала и показывает зависимость эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от угла опережения зажигания. Из характеристики следует, что при данной частоте вращения существует значение угла опережения зажигания, обеспечивающее максимум эффективной мощности и минимум удельного эффективного расхода топлива. Такие характеристики, снятые при разных частотах вращения  $n_e$ , позволяют определить диапазон углов опережения зажигания, когда двигатель работает в экономич-

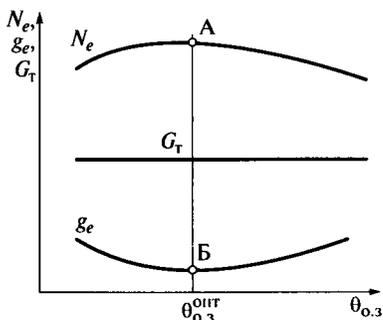


Рис. 2.12. Регулировочная характеристика бензинового двигателя по углу опережения зажигания:

$N_e$  — эффективная мощность;  $G_t$  — часовой расход топлива;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $\theta_{0.3}$  — угол опережения зажигания;  $\theta_{0.3}^{опт}$  — оптимальный угол опережения зажигания, обеспечивающий максимальную эффективную мощность двигателя  $N_e$  (точка А) и минимальный удельный расход топлива  $g_e$  (точка Б)

ном режиме. На этот диапазон углов опережения зажигания настраиваются автоматические регуляторы угла опережения зажигания или электронный блок управления зажиганием.

Аналогично снимаются и выглядят регулировочные характеристики по углу опережения впрыска топлива дизеля.

### 2.3.4. Нагрузочные характеристики

*Нагрузочной характеристикой* называется графическая зависимость основных показателей работы двигателя от его нагрузки. К основным показателям относят мощность  $N_e$ , вращающий момент  $M_e$  или среднее эффективное давление  $p_e$  при постоянной частоте вращения коленчатого вала  $n$  и оптимальных углах опережения зажигания или впрыска топлива. При снятии нагрузочных характеристик двигателей на тормозном стенде постоянство частоты вращения коленчатого вала обеспечивается регулированием подачи топлива. Чаще всего при снятии нагрузочных характеристик определяются часовой и удельный расходы топлива.

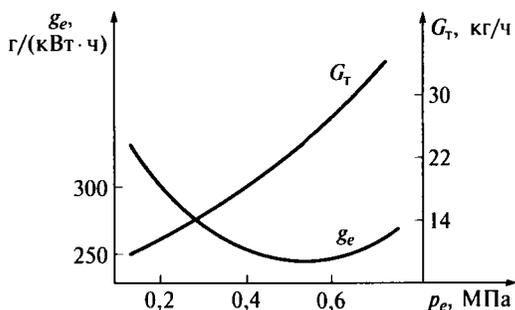


Рис. 2.13. Нагрузочная характеристика дизеля ЯМЗ-236 в функции эффективного давления  $p_e$  газа:

$g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $G_t$  — часовой расход топлива

Нагрузочные характеристики, снятые при разных скоростных режимах, позволяют по графикам расхода топлива оценить топливную экономичность и выбрать диапазон предпочтительных частот вращения коленчатого вала, определить допустимую мощность для этих частот.

Такие характеристики представляют особый интерес в отношении двигателей, которые должны работать в агрегате с машинами, для которых важно при эксплуатации постоянство частоты вращения привода. Это может быть электрогенератор, компрессор или трактор с гидротрансформатором, имеющим непрозрачную характеристику (одна точка пересечения на колесе трансформатора и ДВС).

На рис. 2.13 приведена нагрузочная характеристика дизеля в функции эффективного давления газа  $p_e$ . Из нагрузочной характеристики следует, что удельный эффективный расход топлива  $g_e$  при увеличении нагрузки у дизелей (как и у бензиновых двигателей) снижается, так как растет механический КПД. Минимальный удельный эффективный расход топлива достигается при максимальном значении эффективного КПД.

### 2.3.5. Регуляторные характеристики

Дизели, как правило, оснащаются автоматическими регуляторами. Такие регуляторы поддерживают автоматически любой заданный скоростной режим работы двигателя от  $n_{\min}$  до  $n_{\max}$ . Для оценки работы регулятора и получения соответствующих показателей работы двигателя с регулятором служат *регуляторные характеристики*. Регуляторная характеристика снимается на стенде во всем диапазоне нагрузок двигателя от холостого хода до максимальной мощности, а также при перегрузках.

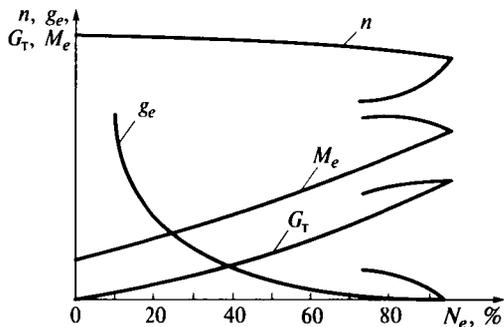


Рис. 2.14. Регуляторные характеристики дизеля в зависимости от мощности:  $N_e$  — эффективная мощность;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $M_e$  — эффективный вращающий момент;  $G_T$  — часовой расход топлива;  $n$  — частота вращения коленчатого вала

В практике снятия регуляторных характеристик дизелей в основном получают зависимости  $n$ ,  $M_e$ ,  $G_T$  и  $g_e$  в функции мощности  $N_e$ . Показанные на рис. 2.14 регуляторные характеристики дизеля обычно приводятся в технической характеристике двигателя при его поставках потребителю с завода-изготовителя.

В некоторых случаях регуляторные характеристики снимаются в функции вращающего момента. Такие характеристики предпочтительны при анализе работы двигателя при разной нагрузке, особенно при совместном анализе с тяговой характеристикой машины.

## 2.4. Экологические показатели двигателей

При полном сгорании топлива в цилиндрах ДВС продуктами сгорания являются диоксид углерода  $CO_2$  (углекислый газ), пары воды  $H_2O$  и свободный азот  $N_2$ . Попутно в отработавших газах содержатся разные химические соединения, которые не влияют на тепловой баланс двигателя, но загрязняют атмосферу, являясь веществами, вредными для жизнедеятельности человека, животных и растений. К таким веществам относятся монооксид углерода  $CO$ , оксиды азота ( $NO$ ,  $N_2O_5$ ,  $NO_2$  и др.) с общей формулой  $NO_x$ , неокислившиеся углеводороды типа  $C_xH_y$ , сажа, альдегиды, в том числе формальдегиды, соединения серы, свободный кислород  $O_2$ , высокоопасный свинец  $Pb$ , находящийся в топливе в небольших количествах, и др.

В табл. 2.6 приведено удельное содержание основных вредных веществ в отработавших газах ДВС.

Таблица 2.6

Содержание основных вредных веществ в отработавших газах ДВС

Вещество	Удельное содержание вредных веществ, г/(кВт·ч), в отработавших газах ДВС	
	бензиновых	дизелях
Монооксид углерода $CO$	70 ... 180	4,0 ... 5,5
Оксиды азота (в пересчете на $N_2O_5$ )	25 ... 28	12 ... 19
Углеводороды $C_xH_y$ (в пересчете на углерод)	14 ... 140	2 ... 4
Альдегиды	3,40	0,14 ... 0,20
Сернистый ангидрид	0,28	0,95
Сажа	0,40	1,40

*Монооксид углерода* CO образуется в больших количествах при работе бензиновых двигателей на богатых горючих смесях при  $\alpha < 1$  из-за недостатка кислорода. При работе на бедных горючих смесях содержание CO многократно ниже. Для дизелей, как правило,  $\alpha > 1$ , поэтому количество CO по сравнению с бензиновыми двигателями в десятки раз меньше. Наличие в отработавших газах дизелей CO объясняется тем, что из-за внутреннего смесеобразования в камере сгорания образуются зоны, где  $\alpha < 1$ , т. е. в зонах с очень богатой топливной смесью молекулы углерода, образовавшегося при высокой температуре, не успевают прореагировать с кислородом и выделяются с отработавшими газами в виде сажи и CO. У бензиновых двигателей из-за однородной рабочей смеси, поступающей в цилиндры в готовом виде, сажи в отработавших газах практически не бывает.

При высоких температурах в камере сгорания и наличии свободного кислорода в небольших количествах образуется *монооксид азота* NO, но затем в выпускном тракте в условиях снижения температуры и в атмосфере воздуха он окисляется до диоксида азота NO<sub>2</sub>.

Хотя содержание *диоксида азота* в отработавших газах значительно меньше, чем CO, но он очень ядовит. Кроме того, при соединении с влагой воздуха NO<sub>2</sub> образует азотную и азотистую кислоты, действие которых усиливает проблему кислотных дождей и фотохимического тумана или смога.

*Углеводороды* C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, также присутствующие в отработавших газах, образуются из-за недостатка или избытка кислорода в отдельных зонах камеры сгорания.

*Альдегиды* (органические соединения, содержащие карбонильную группу СОН) образуются в процессе сжатия рабочей смеси при контакте топлива с нагретыми стенками цилиндра в камере сгорания.

Поскольку наиболее токсичным действием обладают монооксид углерода CO, диоксид азота NO<sub>2</sub> и углеводороды C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> (которые способствуют также образованию в атмосфере смога), их содержание в отработавших газах ограничивается. В табл. 2.7 приведены требования по предельному содержанию вредных веществ в отработавших газах, регламентированные ГОСТ 17.2.2.05—97 для дизелей и ГОСТ Р 51832—2001 для бензиновых ДВС.

Кроме предельного содержания вредных выбросов для ДВС регламентированы требования по дымности выбросов, т. е. по видимым загрязняющим веществам. Дымность определяется ослаблением света, проходящего через слой отработавших газов, и регламентируется нормами ГОСТ Р 52160—2003.

В настоящее время во всем мире уделяется большое внимание улучшению экологичности ДВС, поскольку производство автомобилей с ДВС неуклонно развивается, создавая экологическую

## Предельное содержание вредных веществ в отработавших газах ДВС

Вредное вещество выхлопного газа	Удельный выброс, г/(кВт·ч), ДВС	
	дизелей	бензиновых
Оксиды азота $\text{NO}_x$	18,0	10,0
Монооксид углерода $\text{CO}$	10,0	55,0
Углеводороды $\text{C}_x\text{H}_y$	3,0	2,4

проблему по причине прогрессирующего роста вредного воздействия на природу, в первую очередь на атмосферу, воду и почву, т.е. неблагоприятного изменения окружающей среды.

Поэтому в технически развитых европейских странах в последние десятилетия ведутся работы по экологическому нормированию с целью оптимизировать взаимодействие человеческого общества с природой. Согласно Правилам Европейской экономической комиссии ООН (ЕЭК ООН) в ряде нормативных документов все более жесткими становятся требования к уровню содержания вредных веществ, в частности, в продуктах сгорания топлива ДВС, т.е. в отработавших газах, выбрасываемых в атмосферу в виде выхлопных газов. Нормы по содержанию вредных веществ в продуктах сгорания, начиная с 1993 г., существенно ограничены и периодически пересматриваются в сторону дальнейшего их уменьшения. Эти нормы получили название Евро-1; Евро-2; Евро-3; Евро-4.

В результате разработчики, производители и эксплуатационники ДВС вынуждены постоянно совершенствовать способы и устройства для снижения вредного воздействия ДВС на окружающую природу. Основные направления при решении этих задач связаны с реализацией технических решений, с помощью которых можно достигнуть заметного улучшения условий эксплуатации при выполнении требований экологического нормирования.

Прежде всего необходимо иметь в виду, что на качество выхлопа ДВС большое влияние оказывают тип двигателя (бензиновый или дизель) и режим его работы. Если машина длительное время должна работать на предельных режимах по мощности, то бензиновый двигатель малоприспособлен для этого. Работа бензинового двигателя на максимальной мощности происходит при обогащенных смесях ( $\alpha = 0,85 \dots 0,9$ ), а на таких режимах в выхлопах бензинового двигателя увеличивается содержание  $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$ . Длительная работа бензинового двигателя на обедненных смесях ( $\alpha = 1,05 \dots 1,15$ ) приводит к многократному снижению содержания этих веществ ( $\text{CO}$  и  $\text{C}_x\text{H}_y$ ) в отработавших газах, но к заметному

увеличению содержания NO. Поэтому при окончательном решении выбора типа двигателя следует уделить особое внимание возможностям его регулировки по качеству смеси (уровню  $\alpha$ ) и по углу опережения зажигания или впрыска топлива. Эти регулировки должны обеспечивать оптимальное протекание процесса сгорания рабочей смеси.

Заметный эффект по уменьшению вредных выбросов ДВС достигается при строгом выполнении требований правил эксплуатации двигателей относительно применения предусмотренных марок топлива и отказа от применения этилированных бензинов.

При разработке конструкции двигателя уделяют повышенное внимание совершенствованию системы питания с целью обеспечения приготовления оптимального состава горючей смеси, дозировки топлива, равномерного распределения топлива по цилиндрам.

Внедрение соответствующих конструктивных изменений в систему питания также способствует заметному снижению вредности и дымности отработавших газов ДВС. Например, при внедрении в систему питания устройства по отбору части отработавших газов на режимах малых и средних нагрузок и направлению их в впускной тракт удается снизить температуру продуктов сгорания, уменьшить содержание свободного кислорода и тем самым на 40...50 % уменьшить выброс оксидов азота, хотя при этом несколько снижается мощность двигателя.

Применяются устройства, которые нагнетают в отработавшие газы свежий нагретый воздух, в результате чего догорание CO и  $C_xH_y$  происходит при более высокой температуре с образованием  $CO_2$  и  $H_2O$  (это способ *термической нейтрализации отработавших газов*).

Наиболее широко для ДВС применяются в настоящее время *каталитические нейтрализаторы продуктов сгорания*, которые используются в виде вставки катализатора в выпускном тракте. Продукты сгорания, проходя через такую вставку, интенсивно окисляются. Действие каталитического нейтрализатора заключается в ускорении догорания неокислившегося топлива. В качестве катализаторов применяются палладий, платина, оксиды меди, никеля и др. В настоящее время такие устройства для снижения вредности и дымности выхлопа являются наиболее эффективными.

Заметный эффект по снижению объема вредных выбросов дает *перевод двигателей с жидкого топлива на газообразное*. Объем выброса оксидов азота при этом удается снизить приблизительно в 2 раза, снижение объема выброса монооксида углерода и углеводородов достигает 30 %.

Кроме того, этот способ существенно повышает экономичность работы двигателей, так как газообразное топливо дешевле жидких топлив.

## 2.5. Кривошипно-шатунный механизм

### 2.5.1. Назначение механизма, блок-картер, головка цилиндров

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) является основной системой поршневого ДВС. Функция КШМ — воспринимать возникающее в цилиндрах давление газов и преобразовывать возвратно-поступательное линейное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Детали КШМ участвуют в совершении рабочего процесса ДВС и испытывают механические и тепловые нагрузки.

Условно элементы КШМ можно разделить на две группы: неподвижные и подвижные.

К *неподвижным* элементам КШМ относятся блок цилиндров, головка блока цилиндров, картер с подшипниками коленчатого вала и поддоном, прокладки и соединяющие их детали. Все эти элементы образуют *остов двигателя*.

Основными *подвижными* элементами КШМ являются поршень, поршневые кольца, поршневой палец, шатун с подшипниками, коленчатый вал с маховиком и соединяющие их детали.

Конструкция остова зависит от общей компоновки ДВС и его назначения. Остов должен обеспечивать продольную и поперечную жесткость ДВС и иметь по возможности малую массу.

В некоторых типах ДВС (судовых, тепловозных), а также в ДВС с воздушным охлаждением блок цилиндров (цилиндры) и картер изготовлены в виде отдельных элементов, что облегчает их монтаж и обслуживание, но общая жесткость ДВС при этом снижена из-за наличия дополнительных плоскостей разъема.

Увеличение жесткости ДВС достигается в конструкции, в которой цилиндры и картер изготовлены в виде общей отливки, называемой *блок-картером*. Для автотракторных двигателей наибольшее применение имеют блоки-картеры с рядным (рис. 2.15, а) и V-образным (двухрядным) (рис. 2.15, б) расположением цилиндров.

В блок-картере (рис. 2.16) V-образных двигателей размещают подвижные детали всех механизмов и систем двигателя, а также

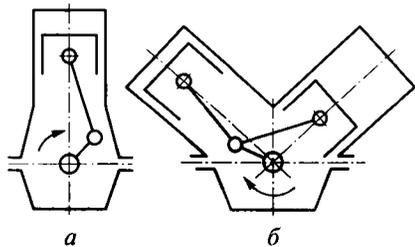


Рис. 2.15. Основные схемы расположения цилиндров в блок-картере многоцилиндровых двигателей:

а — рядное; б — V-образное (двухрядное); → — направление вращения коленчатого вала

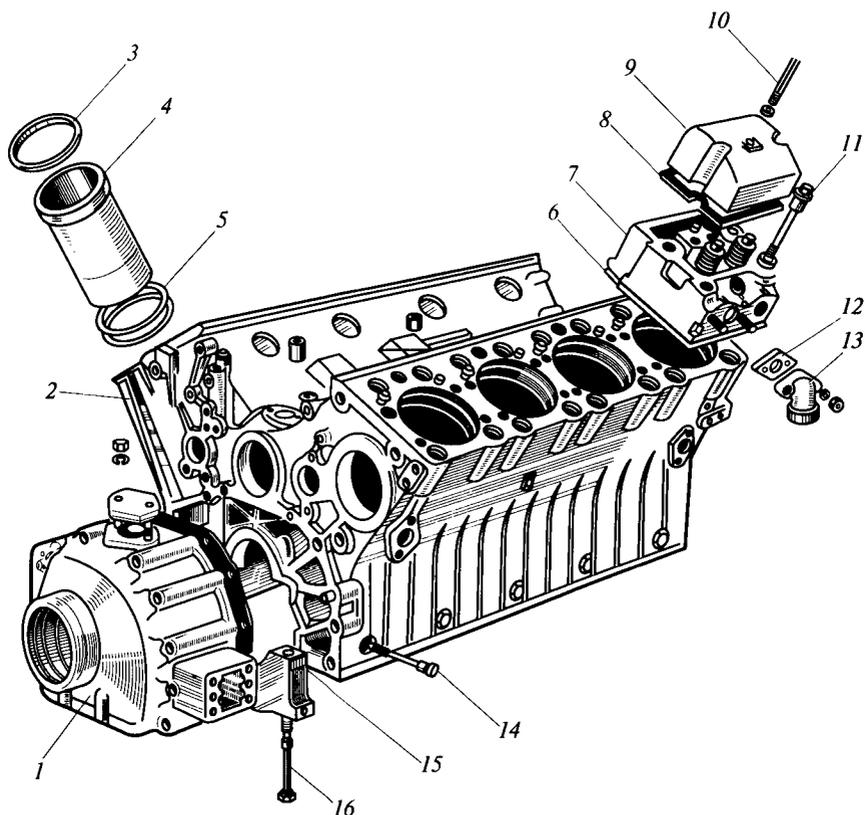


Рис. 2.16. Блок-картер V-образных двигателей:

1 — передняя крышка; 2 — блок цилиндра; 3 — стальное кольцо; 4 — гильза цилиндра; 5 — резиновое кольцо; 6 — прокладка головки цилиндров; 7 — головка цилиндров; 8 — прокладка крышки; 9 — крышка головки цилиндров; 10 — болт крепления крышки головки цилиндров; 11 — болт крепления головки цилиндров; 12 — прокладка; 13 — патрубок глушителя; 14 — болт-стяжка; 15 — крышка коренной опоры; 16 — болт крепления крышки подшипника

крепят разные агрегаты и приборы. Элементы блок-картера воспринимают в процессе работы двигателя силы давления газов, неуравновешенные инерционные нагрузки, неравномерное воздействие температуры, а части блока, соприкасающиеся с подвижными деталями, подвергаются изнашиванию. Внутри картера имеются перегородки, которые придают жесткость всему картеру. К передней обработанной стенке блок-картера прикреплен картер распределительных шестерен с крышкой, а к задней стенке — картер маховика.

В некоторых двигателях (например, ЯМЗ-240) коленчатый вал устанавливается на подшипниках качения и монтируется в осе-

вом направлении через отверстия, растачиваемые в стенках картера. Такой картер не имеет горизонтальных плоскостей разреза и называется *картером туннельного типа*.

Однорядную (вертикальную, наклонную) компоновку имеют двигатели, у которых оси цилиндров расположены в один ряд (двигатели СМД-18БН, А-03МЛ, Д-245Л и др.).

В блок-картерах V-образных двигателей (см. рис. 2.16) цилиндры расположены в два ряда с учетом угла развала ( $72...90^\circ$ ), а оси соответствующих цилиндров обоих рядов пересекаются на оси коленчатого вала (двигатели ЗМЗ, ЗИЛ, ЯМЗ, КамАЗ). В сравнении с однорядными V-образные двигатели имеют такие преимущества, как повышенная жесткость, меньшие длина и масса.

Конструктивно блок-картеры могут быть выполнены с рабочими поверхностями цилиндров в теле самого блока или со сменными гильзами цилиндров. Для двигателей с воздушным охлаждением цилиндры (рис. 2.17, *а*) отливают всегда отдельно.

Применение сменных гильз позволяет увеличить срок службы двигателя, так как имеется возможность замены изношенных гильз, что значительно упрощает ремонтные работы. Сменные гильзы изготовляют из более износостойкого материала в срав-

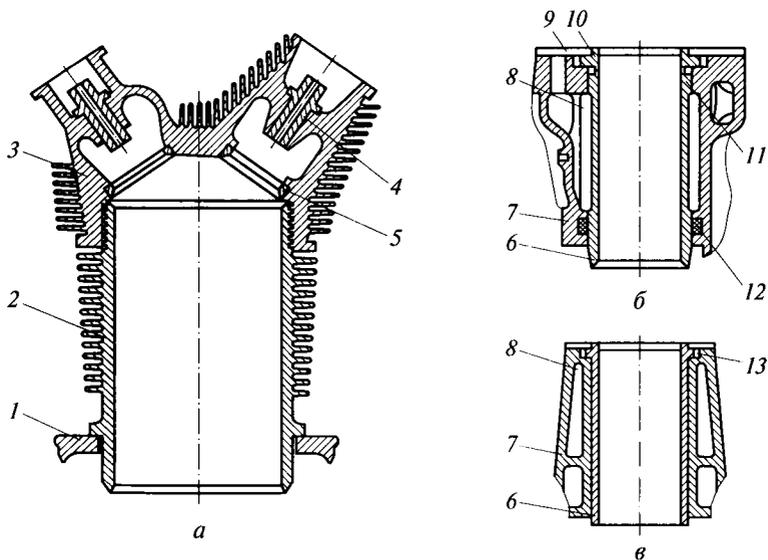


Рис. 2.17. Цилиндр и гильзы цилиндров двигателя:

*а* — цилиндр двигателя с воздушным охлаждением; *б* — мокрая гильза; *в* — сухая гильза; 1 — картер; 2 — цилиндр; 3 — головка цилиндров; 4 — втулка; 5 — седло клапана; 6 — гильза; 7 — блок-картер; 8 — жидкостная рубашка блок-картера; 9 — прокладка головки цилиндров; 10 — центрирующее кольцо гильзы цилиндра; 11 — поясok гильзы; 12 — уплотняющее резиновое кольцо; 13 — буртик гильзы

нении с материалом блока. Различают мокрые (рис. 2.17, б) или сухие (рис. 2.17, в) гильзы цилиндров.

*Мокрые* гильзы находят наибольшее применение в блок-картерах двигателей. Гильзы этого типа вставлены в кольцевые приливы блока и омываются охлаждающей жидкостью. Кроме нижних резиновых колец 12 для решения герметичности посадки мокрых гильз в верхней части используется плотная посадка специально обработанного буртика и пояска 11 гильзы (см. рис. 2.17, б). На *сухих* гильзах эту роль выполняет буртик 13 (см. рис. 2.17, в). Иногда под буртик сухой гильзы устанавливают уплотнительное кольцо из мягкого металла.

Сухие гильзы в отличие от мокрых не имеют контакта с охлаждающей жидкостью, они запрессованы в расточенные отверстия цилиндров.

*Поддон картера*, являющийся резервуаром для масла, закрывает нижнюю часть блок-картера. В нем размещаются маслоприемные устройства, а также успокоители против разбрызгивания масла. Поддон картера чаще всего изготавливают штамповкой из тонкой листовой стали, но используют также метод литья алюминиевых сплавов или чугуна.

Горизонтальная плоскость разъема в нижней части блок-картера может располагаться по оси коленчатого вала или ниже этой оси. Во втором варианте обеспечивается большая жесткость конструкции. Перегородки картера имеют приливы для коренных подшипников коленчатого вала, которые работают в тяжелых условиях, воспринимая значительные динамические нагрузки. Коренные шейки коленчатого вала вращаются с высокой угловой скоростью. В результате трения сопряженных поверхностей выделяется значительное количество теплоты, а трущиеся поверхности подшипников механически изнашиваются.

*Коренные подшипники* скольжения автотракторных двигателей изготавливаются из стальной ленты (толщина 1,3... 3,6 мм) в виде сменных тонкостенных вкладышей — полуколец, устанавливаемых в точно обработанные гнезда картера. На внутренней поверхности вкладышей нанесен антифрикционный слой. Толщина коренных вкладышей составляет 2... 3 мм для бензиновых двигателей и 3... 5 мм для дизелей. Толщина слоя антифрикционного материала на вкладышах колеблется от 0,25 до 0,5 мм. В качестве антифрикционного материала для вкладышей подшипников скольжения двигателей применяют сплавы на медной основе (свинцовистые бронзы) и алюминиевые сплавы (системы сталь — алюминий, алюминий — олово).

В последние годы появились двигатели (например, ЯМЗ-240), у которых коленчатый вал устанавливается на подшипниках качения.

*Головки цилиндров* воспринимают максимальные динамические усилия от давления газов, значительные тепловые нагрузки от их

температуры, а также испытывают напряжение от затяжки болтов или шпилек крепления.

В головке цилиндра размещается верхняя часть камеры сгорания двигателя. В ней расположены детали механизма газораспределения, впускные и выпускные клапаны и коллекторы системы газообмена, отверстия для свечей зажигания (форсунок). Конструкция головки цилиндра зависит от формы камеры сгорания, способа охлаждения двигателя, расположения впускных и выпускных клапанов, наружных трубопроводов, свечей зажигания (форсунок).

В многоцилиндровых двигателях головки цилиндров могут иметь как индивидуальное для каждого цилиндра исполнение, так и общее для ряда цилиндров (блока). Индивидуальное исполнение головки, как правило, применяют в ДВС с воздушным охлаждением, хотя на двигателе КамАЗ с жидкостным охлаждением также использовано индивидуальное исполнение головок каждого цилиндра (см. рис. 2.16). Сверху головки цилиндров закрыты крышками из алюминиевого сплава (реже из стали).

Внутренняя полость головки при жидкостном охлаждении является рубашкой для охлаждающей жидкости. Рубашка через отверстия, расположенные в нижней полости головки и на прокладке, сообщается с рубашкой для охлаждающей жидкости блока цилиндров. Стык головки цилиндров и блока цилиндров уплотняется специальной прокладкой, что обеспечивает надежную герметичность соединения головки цилиндров с блоком цилиндров, препятствуя прорыву газов из цилиндров и протеканию охлаждающей жидкости из рубашки для охлаждающей жидкости.

У двигателей с воздушным охлаждением головки цилиндров имеют ребрения для большего отвода теплоты, охлаждающий воздух при этом подводится со стороны наиболее нагретых элементов головки.

Крепят головки цилиндров к блоку цилиндров шпильками и гайками или болтами, которые затягивают в определенной последовательности и с определенным моментом.

### **2.5.2. Шатунно-поршневая группа**

Шатунно-поршневая группа входит в состав кривошипно-шатунного механизма. К ней относят поршень, поршневые кольца (компрессионные и маслосъемные), поршневой палец, стопорные кольца, шатун, шатунные вкладыши, крышку шатуна, шатунные болты. Кривошипно-шатунный механизм рядного двигателя с шатунно-поршневой группой показан на рис. 2.18.

Верхняя часть поршня вместе со стенками цилиндра (гильзы) и поверхностью камеры сгорания образует рабочее пространство, в котором происходят рабочие процессы ДВС.

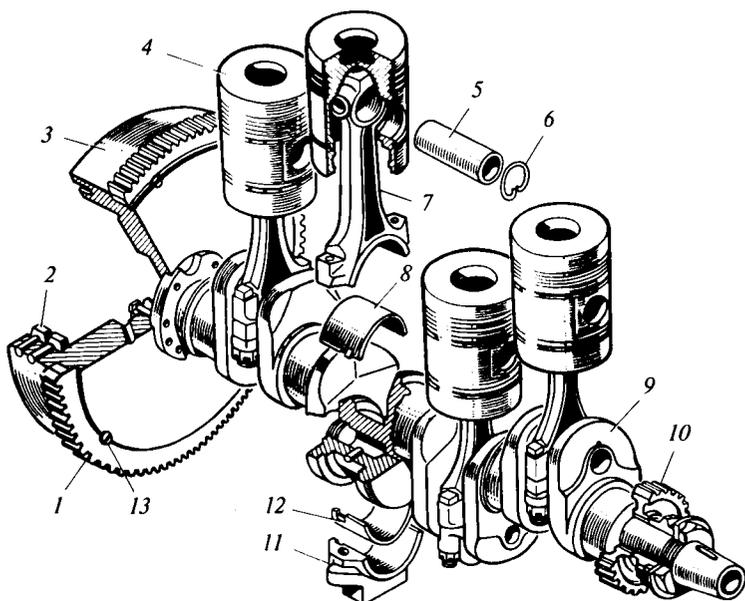


Рис. 2.18. Кривошипно-шатунный механизм рядного двигателя:

1 — венец маховика; 2 — пальцы ведущие; 3 — маховик; 4 — поршень; 5 — поршневой палец; 6 — кольцо стопорное; 7 — шатун; 8 — вкладыш шатуна верхний; 9 — коленчатый вал; 10 — блок распределительных шестерен; 11 — крышка шатуна; 12 — вкладыш шатуна нижний; 13 — винт стопорный венца маховика

*Поршень* при работе двигателя воспринимает знакопеременные силы давления газов и инерции, боковые силы, силы трения. Поршень контактирует с горячим рабочим телом, температура которого может достигать  $2500^{\circ}\text{C}$ . При этом тело поршня нагревается до  $250\text{...}300^{\circ}\text{C}$ , что приводит к возникновению термических напряжений. Дополнительные нагрузки воспринимают канавки и торцовые кромки поршня.

В этой связи к поршню предъявляются следующие требования: они должны быть прочными, обладать износостойкостью, иметь минимальную массу, хорошо без перегрева отводить поглощаемую теплоту.

Например, в поршне *б* (рис. 2.19) тракторного двигателя различают головку (верхнюю уплотняющую часть) с днищем и канавками для компрессионных колец *1—3* и верхнего маслоъемного кольца *4*, а также нижнюю направляющую часть (юбку) с бобышками для поршневого пальца и нижнего маслоъемного кольца *4'*.

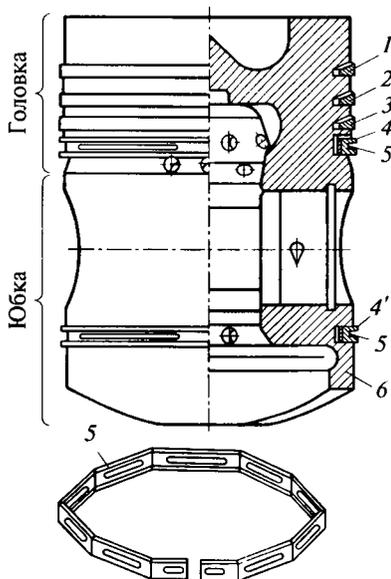


Рис. 2.19. Поршень в сборе с кольцами на примере тракторного дизеля:  
 1, 2, 3 — компрессионные кольца соответственно верхнее, среднее и нижнее; 4, 4' — верхнее и нижнее маслосъемные кольца; 5 — радиальный расширитель; 6 — поршень

Днище поршня непосредственно воспринимает давление газов и температурное воздействие горячего рабочего тела. Для лучшего отвода теплоты и увеличения прочности поршня днище с внутренней стороны снабжено ребрами жесткости. Снаружи днище может быть плоским, вогнутым, выпуклым, фасонным.

У бензиновых двигателей преобладает плоская форма. Плоские днища просты в изготовлении, имеют наименьшую площадь соприкосновения с горючими газами, из-за чего воспринимают наименьшее количество теплоты.

В дизелях широко применяют вогнутые фасонные днища, поверхность которых образует камеру сгорания. Такая камера обеспечивает качественное смесеобразование и сгорание топлива. Форма фасонного днища зависит от способа смесеобразования в дизеле, расположения клапанов и форсунок.

Наиболее распространенные формы днищ поршней дизелей представлены на рис. 2.20.

Юбка поршня служит для направления движения поршня в цилиндре и передачи на его стенки боковых нормальных сил. Длина направляющей части зависит от величины бокового давления,

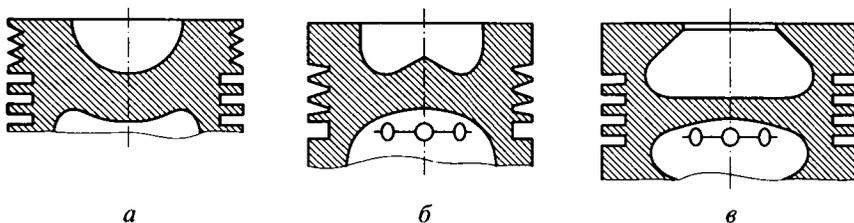


Рис. 2.20. Формы днищ поршней дизелей:

а — Д-144 и Д-21А1; б — СМД, А-03, ЯМЗ, КамАЗ; в — Д-245, Д-160

которое достигает наибольшей величины в плоскости движения шатуна. Для максимального облегчения поршня и уменьшения трения ненагруженные части юбки срезают по диаметру и высоте.

Юбке поршня придают форму эллипса с учетом неравномерности ее теплового расширения и деформации. Большая ось эллипса расположена в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца. В нагретом состоянии юбка приобретает форму цилиндра. Такая конструкция юбки позволяет обеспечивать работу поршней без стуков в холодном состоянии и исключает заклинивание при прогреве.

Тепловое расширение поршня неравномерно и по высоте, поэтому головке поршня придают цилиндрическую форму и изготовляют меньшим диаметром, чем у юбки. Боковая поверхность юбки может быть ступенчатой, конусной или бочкообразной. Юбка бочкообразной формы (поршни двигателей ЯМЗ, ЗИЛ и др.) лучше, чем юбки других форм, сопрягается с цилиндром в рабочем состоянии и обеспечивает уменьшение стука поршня при переходе через ВМТ. Для снижения нагрева юбки от более горячей головки в некоторых поршнях бензиновых двигателей делают П- или Т-образные прорези.

Для улучшения приработки поршней к цилиндрам и уменьшения изнашивания стенки поршней часто покрывают тонким слоем олова, тогда как поршень может изготавливаться из специального алюминиевого или магниевых сплава, а также из чугуна.

*Поршневые кольца* должны обеспечивать уплотнение в месте контакта полости камеры сгорания и картера, отвод теплоты от головки поршня к стенкам цилиндра, предотвращать прорыв (утечку) газов и попадание масла в камеру сгорания из картера двигателя. С учетом этого применяют два типа колец: компрессионные и маслосъемные.

Работу компрессионных поршневых колец, а именно их уплотняющее действие можно проследить на схеме рис. 2.21, а. Уплотняющее действие обеспечивается за счет упругости колец и благодаря высокому сопротивлению перетекающему газу из камеры сгорания в картер в лабиринте кольца — торцовые канавки поршня — цилиндр. Число колец зависит от величины давления газов в цилиндре и быстроходности двигателя.

Для возможности установки колец в канавки поршня их выполняют разрезными с зазором 0,2... 0,5 мм. Замок, или стык кольца, по форме (рис. 2.21, б) может быть косым, прямым и ступенчатым. Чаще применяют поршневые кольца с прямыми замками, поскольку форма замка практически не влияет на утечку газа. При установке колец замки соседних колец смещают один относительно другого по окружности приблизительно на угол 120°.

Поршневые кольца, особенно верхние, работают в тяжелых условиях. Так, верхнее компрессионное кольцо испытывает дей-

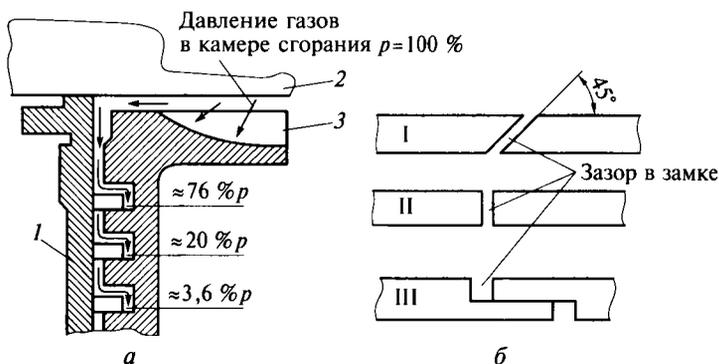


Рис. 2.21. Работа компрессионных поршневых колец и форма стыка их замка:

*а* — схема уплотняющего действия кольца; *б* — форма стыка замка колец; *I* — гильза цилиндра; *2* — головка цилиндра; *3* — поршень; 76 % *p*, 20 % *p*, 3,6 % *p* — давление соответственно в зоне 1-, 2- и 3-го поршневых колец; *I*, *II*, *III* — по форме стыка соответственно косой, прямой и ступенчатый замки колец;  $\rightarrow$  — движение газа

стиие температуры 250...350 °С и почти полного (76 % *p*) давления газов в камере сгорания. При этом данное кольцо работает практически без смазки.

Схема работы маслосъемных колец показана на рис. 2.22. Маслосъемные кольца (один или два) регулируют подачу масла на

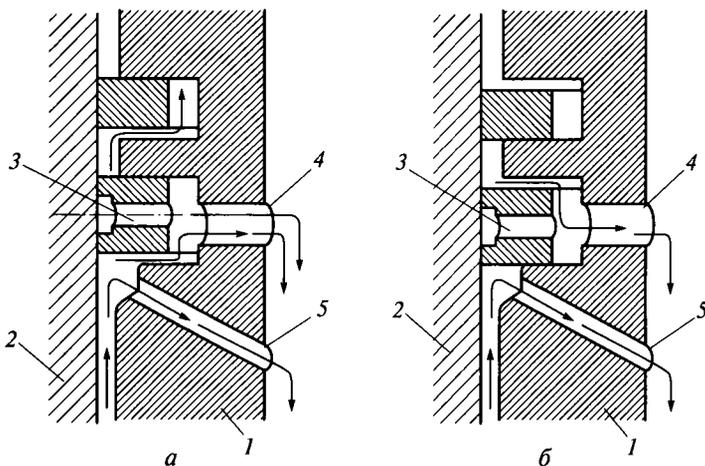


Рис. 2.22. Схема работы маслосъемных колец при движении поршня:  
*а* — вниз; *б* — вверх; *1* — поршень; *2* — цилиндр; *3* — прорезь в маслосъемном кольце; *4* — канал в поршне; *5* — канал маслоотводящий

боковую поверхность поршня и к компрессионным кольцам, снимают излишки масла со стенок цилиндра и направляют его в картер двигателя. Например, двигатели ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 имеют два, а КамАЗ-740 одно маслосъемное кольцо. От компрессионного маслосъемное кольцо отличается большей высотой и наличием сквозных прорезей 3, выполненных с некоторыми интервалами по всей окружности, а также выточек на наружной поверхности кольца. Маслосъемные кольца на поршне размещены ниже компрессионных колец, их устанавливают в канавки, имеющие сквозные отверстия (канал 4) в теле поршня.

Поршневые кольца изготавливают из легированного чугуна индивидуальной отливкой с последующей механической обработкой, а также из стали. Материал для изготовления поршневых колец должен обладать хорошей упругостью и достаточной прочностью в условиях высоких температур, иметь высокую износостойкость, но не больше износостойкости зеркала цилиндра.

Опорную поверхность одного или двух верхних компрессионных поршневых колец покрывают слоем хрома толщиной до 0,16...0,20 мм с пористой поверхностью, хорошо удерживающей смазку. Все это способствует уменьшению износа кольца и цилиндра. Для улучшения приработки рабочие поверхности нижних колец нередко покрывают слоем олова или другого легкоистираемого материала.

*Поршневой палец* обеспечивает шарнирное соединение поршня с шатуном, воспринимает значительные знакопеременные нагрузки при высокой температуре и неблагоприятных условиях трения. Таким образом, поршневой палец должен обладать высокой прочностью при минимальном износе, малой массой, высокой стойкостью рабочей поверхности против истирания, хорошей сопротивляемостью ударной нагрузке.

Поршневой палец изготавливают в виде гладкого полого цилиндра. Конструкция его определяется типом соединения с бобышкой поршня и верхней головкой шатуна. Смазку поршневого пальца осуществляют через сверления в стержне или прорези в верхней головке шатуна и масляные каналы в бобышках поршня.

Наибольшее применение получила конструкция так называемого *плавающего пальца*. При работе двигателя плавающие пальцы постоянно проворачиваются и в головке шатуна, и в бобышках поршня, испытывая незначительный и равномерный износ по длине и окружности. Плавающие пальцы удобны при монтаже, от осевого смещения их удерживают стопорные стальные пружинные кольца, устанавливаемые в канавки в бобышках поршня по обе стороны с торцов пальца (см. рис. 2.18, поз. 5 и 6).

*Шатун* во время работы двигателя воспринимает от поршня силу давления газов и передает ее коленчатому валу при рабочем ходе, а также обеспечивает перемещение поршня при вспомога-

тельных процессах. Шатун подвергается действию силы давления газов, а также инерционных нагрузок, имеющих переменные величину и направление.

Конструкция шатуна 3 (рис. 2.23) должна обеспечивать высокую прочность, большую жесткость всех элементов, малую массу, минимальные габаритные размеры. При изготовлении шатунов двигателей применяют среднеуглеродистые и легированные стали. Стержень обычно имеет двутавровое сечение. В стержне шатунов некоторых двигателей выполнен канал для подвода смазки от нижней головки шатуна к поршневому пальцу.

Верхняя головка шатуна неразъемная, при применении плавающего пальца используют в качестве подшипников бронзовую или латунную втулку, запрессованную в головку.

Нижнюю головку шатуна изготавливают разъемной. Разъем может быть прямым ( $90^\circ$ ) или косым ( $30 \dots 60^\circ$ ). Косой разъем позволяет уменьшить радиус окружности, описываемой нижней частью шатуна при вращении, проход его через цилиндр при сборке двигателя, а также его массу. Для повышения надежности соединения на поверхностях разреза шатуна и крышки наносят мелкие треугольные шлицы. Крепят крышку 2 к телу шатуна болтами с гайками или болтами 1, которые вворачивают в тело шатуна. Шатунные болты 1 и гайки изготавливают из высококачественных легированных сталей.

Для достижения хорошей уравновешенности двигателя различие в массе отдельных шатунов и комплектов шатунно-поршневой группы должно быть минимальным.

Для обеспечения правильной сборки поршня с шатуном и установки их в двигатель в определенном месте IV на нижней головке

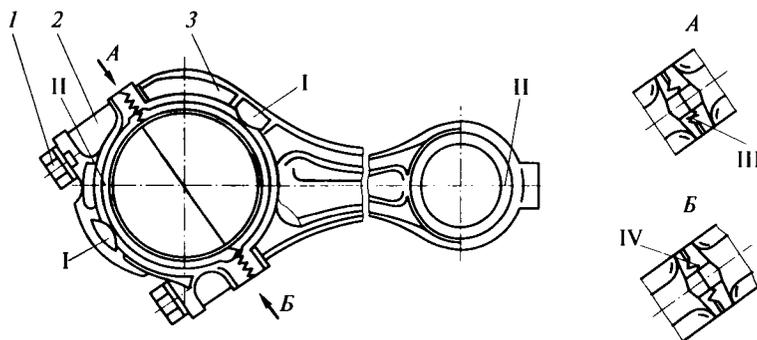


Рис. 2.23. Шатун дизеля и расположение на нем меток:

1 — шатунный болт; 2 — крышка шатуна; 3 — шатун; I — место обозначения порядкового номера шатуна и крышки; II — место обозначения массы шатуна; III — метки спаренности шатуна и крышки; IV — место, где выбит порядковый номер цилиндра

ке шатуна и ее крышке выбивают порядковый номер цилиндра, для которого предназначен шатун. Предусмотрены также определенные места для других меток (см. I—III на рис. 2.23).

*Подшипники* нижних головок шатунов имеют сменные тонкостенные вкладыши, изготовленные из стальной ленты (1,3...3,6 мм), на поверхность которой наносят антифрикционный слой (0,2...0,7 мм) такого же материала, что и для вкладышей коренных подшипников коленчатого вала.

### 2.5.3. Коленчатый вал и маховик

*Коленчатый вал* воспринимает передаваемые через шатуны усилия от поршней и преобразует их в вращающий момент на коленчатом валу. На него действуют периодически изменяющиеся силы давления газов, силы инерции масс кривошипно-шатунного механизма, возникающие крутильные колебания, реакции опор, момент сопротивления вращению со стороны маховика, силы трения в подшипниках.

Поэтому коленчатый вал должен быть прочным, жестким, износостойким при относительно малой массе, простым по конструкции и изготовленным с высокой точностью. Кроме того, он должен быть статически уравновешенным и обеспечивать динамическую уравновешенность двигателя.

Основные элементы коленчатого вала двигателя ЯМЗ-236 показаны на рис. 2.24. Спереди коленчатого вала устанавливаются шестерня 9 привода механизма газораспределения и шкив 13 привода вентилятора. На фланце 17 хвостовика крепят маховик.

За задним коренным подшипником на хвостовике коленчатого вала некоторых двигателей предусмотрена маслосгонная резьба.

*Опорами коленчатого вала* являются коренные шейки с подшипниками скольжения, снабженные тонкостенными вкладышами 5. Вкладыши устанавливают в корпус коренной опоры, состоящий из двух частей — верхней, выполненной в перегородке картера, и нижней — крышки 15 (см. рис. 2.16) коренной опоры, которая крепится к картеру болтами 16 крепления крышки подшипника.

Чтобы ограничить осевые перемещения коленчатого вала от усилия работы косозубых шестерен привода газораспределения, включения муфты сцепления и нагрева вала, один из коренных подшипников (задний, передний или средний) выполняют упорным. Для этого вкладыши таких подшипников снабжаются отбортовкой либо устанавливаются дополнительные упорные кольца или полукольца 6 (см. рис. 2.24).

По числу опор коленчатые валы подразделяют на *полноопорные* (число коренных шеек на одну больше числа шатунных, и они

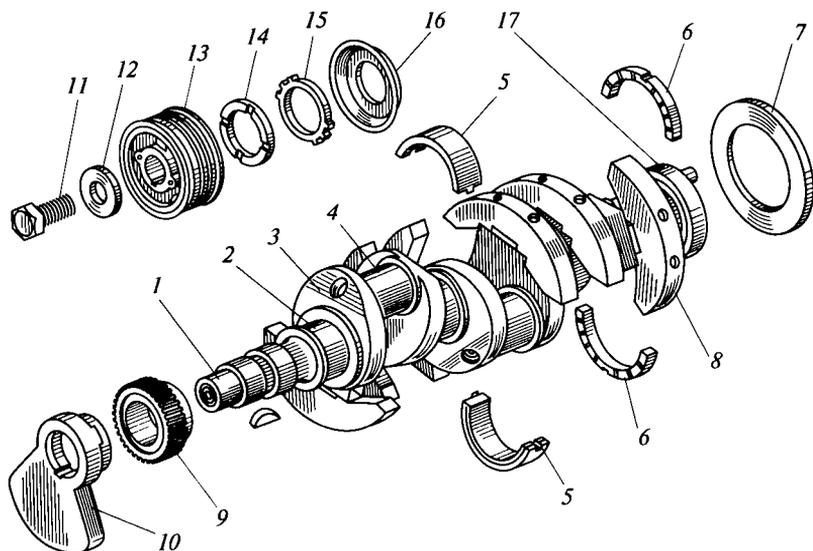


Рис. 2.24. Коленчатый вал двигателя ЯМЗ-236:

1 — передний конец вала (носик); 2 — коренная шейка; 3 — щека; 4 — шатунная шейка; 5 — вкладыш коренного подшипника; 6 — полукольцо упорного подшипника; 7 — маслоотражатель; 8 — противовес, устанавливаемый на щеке коленчатого вала; 9 — шестерня привода механизма газораспределения; 10 — выносной противовес; 11 — болт шкива; 12 — шайба шкива; 13 — шкив привода вентилятора; 14 — гайка крепления противовеса; 15 — замковая шайба; 16 — передний маслоотражатель; 17 — фланец хвостовика

располагаются по обе стороны последних) и *неполноопорные* (число коренных шеек меньше числа шатунных). Число шатунных шеек в рядном двигателе соответствует числу цилиндров, а в V-образных двигателях их может быть вдвое меньше, поскольку шатуны двух цилиндров опираются на одну шатунную шейку вала (двигатели ЯМЗ, КамАЗ и др.).

Противовесы 8, 10 коленчатого вала служат для уравновешивания сил и моментов сил инерции поступательно движущихся масс двигателя, а также разгрузки коренных подшипников от центробежных сил вращающихся масс и уменьшения напряжений изгиба коленчатого вала, создаваемых шатунными шейками. Противовесы могут быть изготовлены как одно целое с щеками или в виде отдельных надежно закрепленных деталей. Для установки и точной фиксации противовесов на поверхности щеки обрабатывают площадку.

Для снижения массы коленчатого вала, а следовательно, и влияния центробежных сил в высокооборотных двигателях шатунные шейки выполняют полыми. Полость используется для центробеж-

ной очистки масла, поступающего к шатунным шейкам. Также имеются сверления внутри шеек и шеек для подачи масла коренным и шатунным подшипникам.

Форма коленчатого вала зависит от числа и расположения цилиндров, порядка работы и числа тактов двигателя, требований равномерности рабочего хода и уравновешенности двигателя. На рис. 2.25 приведены схемы кривошипно-шатунного механизма двигателя.

Кривошипы валов рядных четырехцилиндровых двигателей (рис. 2.25 *а*) расположены попарно (соответственно для цилиндров 1 и 4, 2 и 3), симметрично со смещением пар относительно друг друга на  $180^\circ$ . Установлен следующий порядок работы цилиндров таких двигателей: 1—3—4—2 или 1—2—4—3. Кривошипы рядных шестицилиндровых двигателей (рис. 2.25, *б*) также расположены попарно (соответственно для цилиндров 1 и 6, 2 и 5

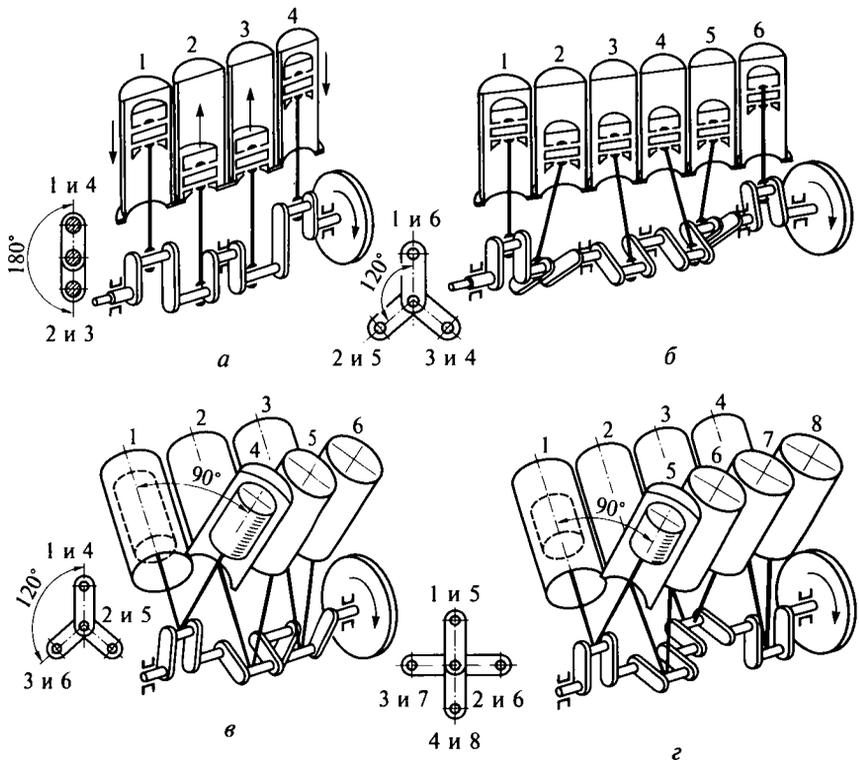


Рис. 2.25. Схемы кривошипно-шатунного механизма двигателя:

*а, б* — рядные четырех- и шестицилиндровые двигатели; *в, г* — V-образные шести- и восьмицилиндровые двигатели; 1—8 — нумерация поршней;  $90^\circ$ ;  $120^\circ$ ;  $180^\circ$  — углы развала цилиндров;  $\rightarrow$  — направление движения деталей двигателя

5, 3 и 4), симметрично, но с углом между коленами  $120^\circ$ . Установленный в этом случае порядок работы цилиндров: 1—5—3—6—2—4 или 1—4—2—5—3—6. Такое расположение колен обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов в отдельных цилиндрах и уравнивает силы инерции. Коленчатые валы V-образных шести- и восьмицилиндровых двигателей (рис. 2.25, в, з) короче рядных.

*Маховик 3* (см. рис. 2.18) обеспечивает равномерное вращение коленчатого вала, облегчает пуск двигателя и выводит поршни из мертвых точек. Изготовленный в виде массивного литого диска маховик крепится болтами на фланце или в торце коленчатого вала. На обод маховика напрессован стальной зубчатый венец, с которым при пуске двигателя входит в зацепление шестерня пускового устройства.

В сборе с коленчатым валом маховик должен быть отбалансирован. Балансировка необходима для того, чтобы при их вращении не возникало вибрации и биения от центробежных сил. На обод маховика нанесены метки, определяющие положение поршня в первом цилиндре, т.е. позволяющие установить момент зажигания или момент подачи топлива. На внешнем торце маховика монтируется сцепление.

Для изготовления коленчатых валов используют среднеуглеродистые или легированные стали, а для маховиков — специальный чугун.

## **2.6. Газораспределительный механизм**

### **2.6.1. Назначение и устройство механизма клапанного газораспределения**

Газораспределительный механизм предназначен для осуществления по определенному закону и установленной последовательности впуска в цилиндры свежего заряда и выпуска отработавших газов. Степень наполнения и очистки цилиндра зависит, главным образом, от величины проходного сечения газораспределительных систем и продолжительности их пребывания в открытом состоянии.

В зависимости от конструкции узлов, с помощью которых цилиндры двигателей сообщаются с окружающей средой, газораспределительные механизмы делят на клапанные и бесклапанные (золотниковые, комбинированные).

В современных четырехтактных двигателях в основном применяют клапанный механизм газораспределения. Такой механизм надежен в работе, обеспечивает хорошее уплотнение рабочей плоскости цилиндра, конструктивно проще.

*Клапанные механизмы газораспределения* по расположению клапанов и их приводу могут выполняться с нижним боковым (в блоке цилиндров) и верхним подвесным (в головке цилиндров) расположением клапанов.

Привод верхних клапанов осуществляется непосредственно от распределительного вала (рис. 2.26, *а*) или через промежуточные детали в виде коромысел *1*, рычагов *2*, траверс *3*, штанг *4*, толкателей *5* (рис. 2.26, *б, в, г, д*). Расположение распределительного вала при этом может быть как верхнее, так и нижнее. Наличие тех или иных деталей механизма привода зависит от расположения распределительного вала и числа клапанов.

Нижнее боковое расположение клапанов (рис. 2.26, *е*) применяли только в бензиновых двигателях со сравнительно низкими степенями сжатия и невысокой частотой вращения коленчатого вала (ГАЗ-5203, ГАЗ-5204, ЗИЛ-157 КД и др.).

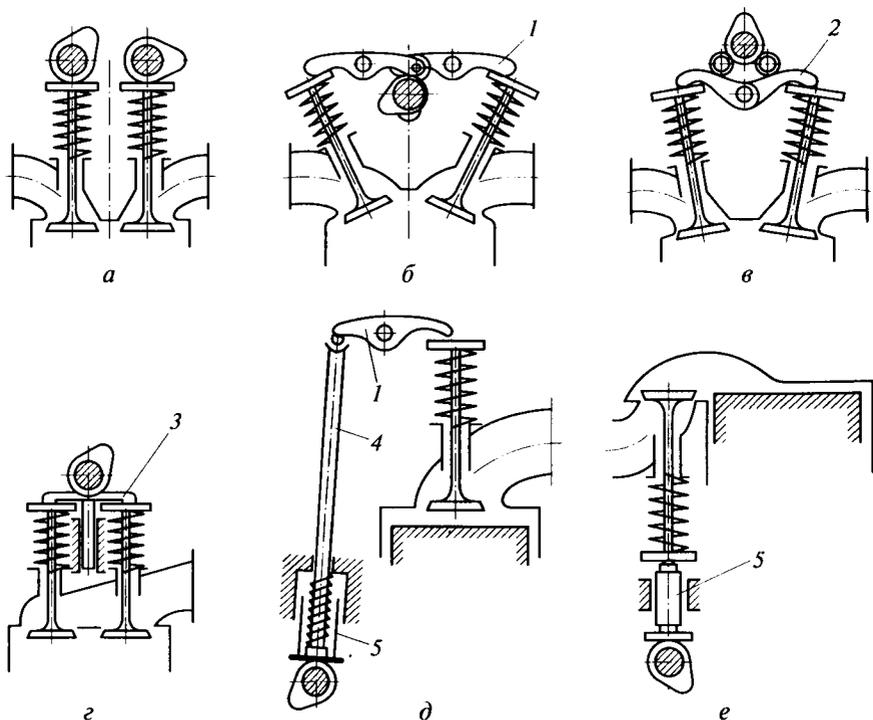


Рис. 2.26. Схемы расположения клапанов с их приводом:

*а, б, в, г* — верхние клапаны с приводом от верхних распределительных валов (*а* — типа ДОНС; *б, в, г* — типа ОНС); *д* — то же, от нижнего распределительного вала (типa OHV); *е* — нижние клапаны с приводом от нижнего распределительного вала (типa SV); *1* — коромысло; *2* — рычаг; *3* — траверса; *4* — штанга; *5* — толкатель

Наиболее распространены двигатели с верхним расположением клапанов. Такая конструкция типична для всех современных двигателей.

Верхние клапаны в бензиновых двигателях дают возможность получить компактную камеру сгорания цилиндрической (см. рис. 2.26, *а, г, д*), конической (клапаны расположены с одной стороны двигателя под углом к оси цилиндра) или полусферической (см. рис. 2.26, *б, в*) формы, благоприятной для наполнения цилиндра свежим зарядом, смесеобразования и сгорания топлива. Меньшая поверхность камеры обуславливает также уменьшение тепловых потерь через стенки, а следовательно, и увеличение индикаторного КПД.

Механизмы привода верхних клапанов показаны на рис. 2.27. Они могут быть изготовлены при нижнем (рис. 2.27, *а*) или верхнем (рис. 2.27, *б, в*) расположении распределительного вала.

Дизели имеют механизмы газораспределения с верхним расположением клапанов при нижнем расположении распределительного вала, который для рядных двигателей находится сбоку от блока цилиндров (см. рис. 2.27, *а*) или в развале блока цилиндров для V-образных двигателей. Привод распределительного вала у большинства двигателей осуществляют парой косозубых шестерен от коленчатого вала двигателя.

Основными деталями механизма газораспределения являются клапаны с седлами, направляющие втулки, пружины с деталями крепления, коромысла, штанги, толкатели, распределительный вал и его привод.

Механизм, показанный на рис. 2.27, *а*, работает следующим образом. Вращающийся распределительный вал *1* своими кулачками передает движение толкателю *2*, который через штангу *3* передает усилие дальше, к плечу коромысла *5* с регулировочным винтом. Другим плечом коромысла при повороте вокруг оси *4* коромысел нажимает на торец клапана *б*. При этом сжимаются клапанные пружины *7* и открывается клапан. После окончания воздействия кулачка на толкатель клапан под воздействием упругих сил пружин и давления газов плотно закрывается. Аналогичным образом открываются и закрываются и другие клапаны. В толкатель запрессована стальная плита, которая служит упорным подшипником для наконечника штанги. В коромыслах клапанов имеются каналы, по которым масло поступает для смазки поверхностей трения клапанов.

Наименьшее число деталей привода получается при расположении распределительного вала над клапанами и воздействии кулачка на стержень клапана либо непосредственно (см. рис. 2.27, *б*), либо через рычаг *10* (см. рис. 2.27, *в*). Такие приводы преимущественно применяются в двигателях легковых автомобилей.

В современных форсированных двигателях для увеличения площади проходных сечений, что обеспечивает лучшее наполнение и

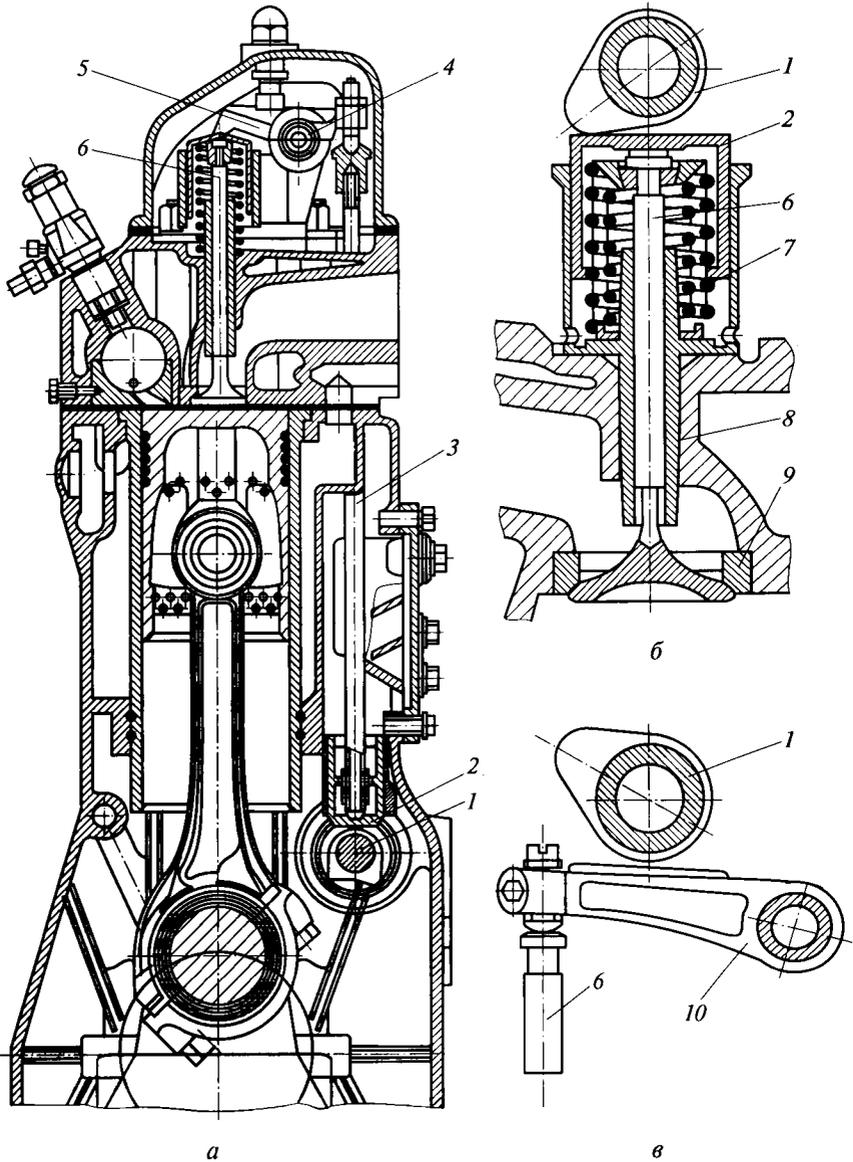


Рис. 2.27. Механизмы привода верхних клапанов:

*a* — при нижнем расположении распределительного вала; *б* — при верхнем расположении распределительного вала и непосредственном воздействии кулачка на клапан; *в* — то же, при воздействии кулачка на клапан через рычаг; 1 — распределительный вал; 2 — толкатель; 3 — штанга; 4 — ось коромысел; 5 — коромысло; 6 — клапан; 7 — клапанная пружина; 8 — направляющая втулка; 9 — седло; 10 — рычаг

очистку цилиндра, для снижения температуры и веса клапанов применяют конструкции с тремя (два впускных и один большой выпускной), с четырьмя или пятью (три впускных и два выпускных) клапанами. В этих случаях открывание клапанов осуществляется двумя распределительными валами и механизмы газораспределения существенно усложняются.

*Впускные и выпускные клапаны* предназначены соответственно для впуска в цилиндры воздуха и выпуска отработавших газов. Клапаны (рис. 2.28, *а*) состоят из головки (тарелки) 2 и стержня 1. Головка 2 может быть плоской I (рис. 2.28, *б*) или выпуклой III. Широко применяют впускные и выпускные клапаны с плоской головкой. Клапаны с тюльпанообразной головкой II используют в основном как впускные. Реже используют в качестве выпускных клапаны с выпуклой головкой.

Клапаны должны обеспечивать хорошую герметичность в месте соединения с опорной поверхностью (седлом), минимальное сопротивление прохождению газов, достаточно охлаждаться во время работы и иметь небольшую массу. Головка клапана имеет конусную шлифованную фаску под углом 45 или 30°, которая притирается к своему седлу. Для улучшения наполнения цилиндров воздухом головки впускных клапанов имеют больший диаметр, чем выпускных.

Стержень клапана, являясь направляющей частью, имеет цилиндрическую форму. Выпускные клапаны требуют интенсивного охлаждения, и для лучшего отвода теплоты от головки стержень ряда двигателей выполняют полым. В полость помещают металлический натрий 5 (см. рис. 2.28, *а*) — для обеспечения интенсивного отвода теплоты. Хвостовая часть стержня приспособлена для крепления пружин на клапане.

Торец стержня клапана, контактирующий с коромыслом, закрывают специальным каленым защитным колпачком или закаливают.

Из всех деталей механизма газораспределения клапаны работают в наиболее тяжелых условиях, они подвержены воздействию высоких динамических и тепловых нагрузок. Особенно нагружены выпускные клапаны и их направляющие втулки. Температура головки выпускного клапана в бензиновых двигателях достигает 800...900 °С, а в дизелях без наддува — 500...700 °С. В период выпуска отработавших газов выпускные клапаны омываются газами с температурой 900...1400 °С. Впускные клапаны периодически омываются свежим зарядом и температура их составляет 300...400 °С.

Клапаны подвергаются коррозионному изнашиванию, а большие скорости движения газовых потоков (500...600 м/с) приводят к интенсивному эрозийному износу. Клапаны изготавливаются из жароупорной стали. Для повышения стойкости клапана против

изнашивания, его стержень часто хромируют, а фаски головок наплавляют жаростойкими хромоникелевыми сплавами.

*Седла 9* (см. рис. 2.27, б) клапанов работают примерно в тех же условиях, что и сами клапаны, служат опорой посадочной поверхности тарелки клапана. Их растачивают непосредственно в головке цилиндров или изготавливают в виде колец из жаропрочных материалов, запрессованных в головку.

*Направляющие втулки 8* изготавливают из антифрикционных материалов и запрессовывают в гнезда головки цилиндров. От перемещений в осевом направлении втулки удерживаются опорными поясками или стопорными кольцами. Втулки центрируют стержень клапана и способствуют правильной посадке его в седле. На ряде двигателей (легковые автомобили, КамАЗ) для предотвращения стекания масла в цилиндр по стержню клапана на верхней части направляющей втулки ставится резиновая манжета.

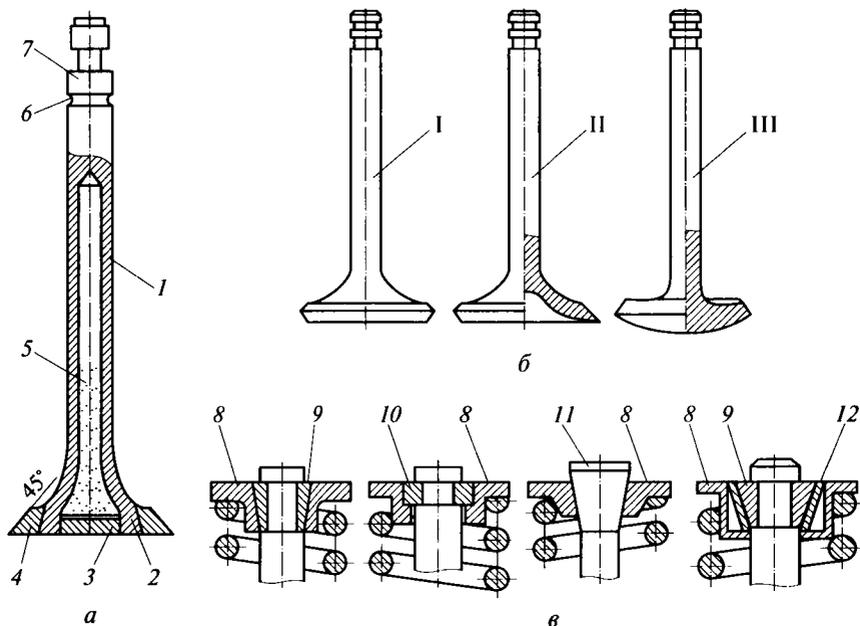


Рис. 2.28. Впускные и выпускные клапаны, формы их головок и способы крепления на них пружин:

*a* — устройство клапана; *б* — формы головок клапанов (I — плоская; II — тюльпанообразная; III — выпуклая); *в* — способы крепления пружин на клапанах; 1 — стержень; 2 — головка (тарелка); 3 — заглушка; 4 — жаропрочная наплавка головки; 5 — металлический натрий; 6 — выточка для предохранительного кольца; 7 — хвостовик; 8 — опорная шайба пружины; 9 — конические сухарики; 10 — цилиндрические сухарики; 11 — конический хвостовик стержня; 12 — коническая втулка

*Клапанные пружины 7* предназначены для обеспечения плотной посадки клапанов в седла, а также постоянной, исключаящей зазор кинематической связи клапана с кулачком распределительного вала. Пружины в процессе работы подвергаются действию значительных переменных динамических нагрузок, поэтому они должны обладать высокой прочностью и хорошей упругостью. На большинстве двигателей установлены две пружины на клапан, что повышает надежность работы и уменьшает их размеры. Пружины могут иметь постоянный или переменный шаг навивки.

Применение пружины с переменным шагом, или же установка двух пружин с противоположным шагом навивки позволяет исключить явление резонанса при работе клапана. Разные направления навивки пружин, кроме того, исключают возможность попадания витков одной пружины между витками другой.

Способы крепления пружин на клапанах показаны на рис. 2.28, в. Пружины чаще всего крепят с помощью стальных опорных шайб (тарелок) 8, конических 9 и цилиндрических 10 сухариков. Применяют крепление также при помощи конуса на хвостовике 11 стержня. В некоторых двигателях (А-03МЛ, ЯМЗ, КамАЗ) сухарики закрепляются на стержне клапана через промежуточную коническую втулку 12, которая обеспечивает проворачивание клапанов под действием вибрации при их открывании. Это дает возможность для самопритирания фасок, предотвращает образование на них нагара и исключает неравномерное изнашивание торца стержня клапана.

*Коромысло 5* (см. рис. 2.27, а) механизма газораспределения представляет собой неравноплечий рычаг, качающийся вокруг неподвижной оси 4. Такая конструкция обеспечивает уменьшение высоты подъема толкателей и штанг и, как следствие, снижение ускорений и сил инерции. Длинное плечо коромысла заканчивается носком, действующим на стержень клапана. Короткое плечо коромысла опирается на штангу. Передаточное отношение рычага 1,2... 1,8. В коротком плече имеется резьбовое отверстие, в которое ввернут регулировочный винт с контргайкой для установления необходимого теплового зазора. Коромысло на оси устанавливается на бронзовые втулки, а ось размещают в отдельных стойках, которые болтами или шпильками крепят к головке блока цилиндров.

*Штанга 3* передает усилие от толкателя к коромыслу, она должна обладать большой продольной жесткостью, иметь минимальную массу и высокую износостойкость рабочих поверхностей. Штанги изготавливают трубчатыми, а концы снабжают стальными термически обработанными наконечниками со сферическими головками или седлом. Для компенсации температурного удлинения деталей между стержнем клапана и носком коромысла с помощью регулировочного винта устанавливается тепловой зазор. В холодном состоянии двигателя зазор должен быть 0,25... 0,30 мм.

Толкатели 2 цилиндрической формы могут передавать усилия от кулачков распределительного вала как к штангам в двигателях с верхним расположением клапанов и нижним расположением распределительного вала (см. рис. 2.27, *а*), так и непосредственно к клапанам (см. рис. 2.27, *б*). Толкатели воспринимают боковые нагрузки от кулачков, поэтому их рабочие поверхности подвергаются значительному изнашиванию. Для снижения сил инерции толкатели изготавливают с возможно меньшей массой.

Опорные поверхности толкателей могут быть оснащены роликом (рис. 2.29, *а*) либо иметь плоскую или слегка сферическую (рис. 2.29, *б*) форму. Для ряда двигателей применены качающиеся роликовые толкатели. Использование таких толкателей способствует снижению изнашивания кулачков в результате замены трения скольжения трением качения.

Для обеспечения равномерного изнашивания опорной поверхности ось плоского толкателя можно смещать относительно середины кулачка, обеспечивая тем самым одновременные подъем и поворачивание толкателя. Такой же эффект достигается, если опорную поверхность толкателя выполнить выпуклой (сферической), а поверхность кулачка — с небольшой конусностью.

В механизме распределения некоторых современных автомобильных двигателей применяют гидравлические толкатели (рис. 2.29, *в*), которые автоматически устраняют зазоры в клапанном механизме. В гидравлическом

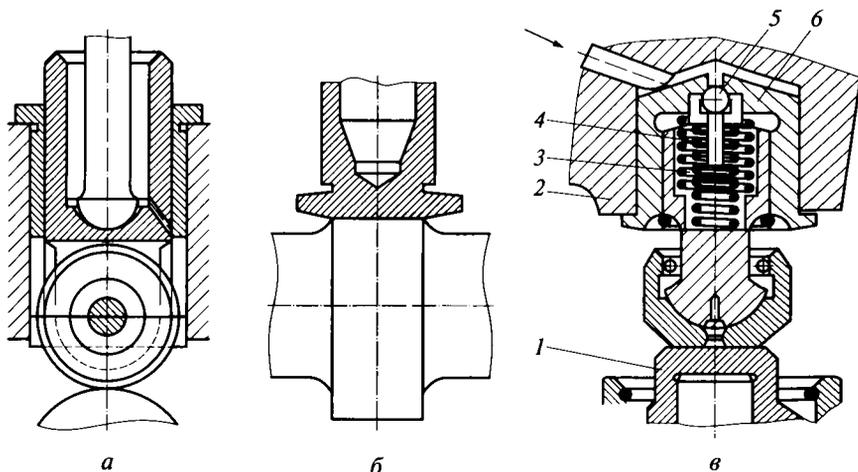


Рис. 2.29. Толкатели:

*а* — с роликом; *б* — со сферической опорной поверхностью; *в* — гидравлический толкатель; 1 — клапан; 2 — коромысло; 3, 4 — пружины; 5 — обратный клапан; 6 — плунжер; → — движение масла

толкателе сила от коромысла 2 передается на стержень клапана 1 через плунжер 6 и слой масла, поступающего из смазочной системы через обратный клапан 5. Обратный клапан прижимается к седлу пружиной 4 и открывается при уменьшении давления масла внутри плунжерной полости. Таким образом, внутренняя плунжерная полость всегда заполнена маслом. Дополнительной пружиной 3 плунжер все время прижимается к стержню клапана, что исключает возможность образования зазора при тепловом расширении деталей привода клапана. При движении коромысла вниз обратный клапан закрывается, давление внутри плунжерной полости возрастает, и сила на клапан передается через слой масла и плунжер.

*Распределительный (кулачковый) вал* предназначен для управления клапанами механизма газораспределения, а также для привода узлов смазочной системы, систем питания и зажигания. На цилиндрической части распределительного вала 1 (рис. 2.30) расположены кулачки 2 и опорные шейки 4.

Профиль кулачка должен обеспечивать плавное перемещение клапана, достаточно быстрое его открывание и закрывание при допустимых для нормальной работы силах инерции. Профили кулачков определяют величину проходного сечения для газов и фазы газораспределения в цилиндрах двигателя, т. е. моменты открывания и закрывания клапанов, а также продолжительность их нахождения в открытом состоянии.

Вращается распределительный вал в неразъемных подшипниках скольжения, выполненных обычно в теле блока с запрессованными в них стальными втулками 5, залитыми антифрикционным сплавом. Втулки подшипников смазываются под давлением.

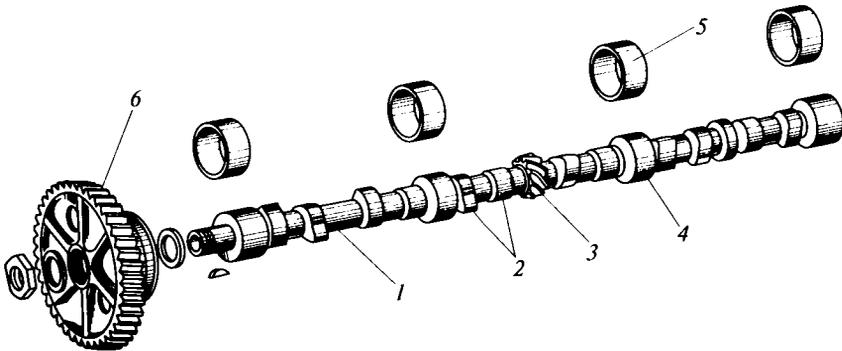


Рис. 2.30. Распределительный (кулачковый) вал:

1 — распределительный вал; 2 — кулачки; 3 — шестерня привода масляного насоса; 4 — опорная шейка; 5 — втулка подшипника; 6 — косозубая шестерня привода распределительного вала

Вал вставляют с торца двигателя так, что последняя шейка проходит последовательно через все подшипники, поэтому диаметр шеек вала уменьшается от первой к последней, начиная с шейки со стороны шестерни привода. Число опорных шеек распределительного вала обычно равно числу коренных подшипников коленчатого вала.

Для предотвращения осевых перемещений валов от действия усилий косозубых шестерен б привода предусмотрены фиксирующие устройства. Например, в двигателе ЯМЗ-236 установлен упорный фланец в передней части блока, а в двигателе ЯМЗ-740 упором служит корпус подшипника задней опоры.

Обычно число кулачков на распределительном валу равно числу обслуживаемых им клапанов. Расположение кулачков определяется числом и порядком работы цилиндров, схемой привода, фазами газораспределения.

При нижнем расположении распределительного вала наиболее распространен привод от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи. Привод определяет соотношение частот вращения рас-

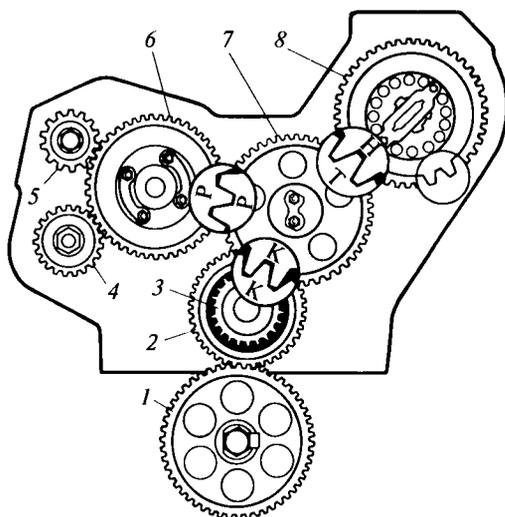


Рис. 2.31. Шестерни распределения двигателя СМД-18БН:

1 — шестерня привода масляного насоса двигателя; 2 — ведущая шестерня привода масляного насоса двигателя; 3 — шестерня коленчатого вала; 4, 5 — шестерни привода шестеренных насосов гидравлической системы; 6 — шестерня распределительного вала; 7 — промежуточная шестерня; 8 — шестерня топливного насоса двигателя; P — метка совмещения шестерни распределительного вала и промежуточной шестерни; K — метка совмещения шестерни коленчатого вала и промежуточной шестерни; H, T — метки совмещения промежуточной шестерни и шестерни топливного насоса двигателя

пределительного и коленчатого валов: для четырехтактных двигателей 1:2, а для двухтактных 1:1. Для установки фаз газораспределения при сборке двигателей на шестернях коленчатого и распределительного валов нанесены специальные метки, которые при сборке должны быть совмещены (см., например, для двигателя СМД-18БН на рис. 2.31 приведены совмещенные метки Р, К, Н и Т).

При верхнем расположении распределительного вала наиболее распространены приводы от коленчатого вала при помощи цепных или ременных передач. В цепных и ременных передачах звездочки привода устанавливают в определенном положении также по соответствующим меткам.

*Декомпрессионный механизм* дизелей тракторов применяется для облегчения проворачивания коленчатого вала при пуске холодного двигателя, а также при регулировке зазоров клапанов.

### 2.6.2. Фазы газораспределения

*Фазами газораспределения* называют углы поворота коленчатого вала (по отношению к мертвым точкам), при которых происходит открывание и закрывание впускного и выпускного клапанов. Фазы газораспределения изображают в виде круговой диаграммы, называемой диаграммой фаз газораспределения двигателя (рис. 2.32).

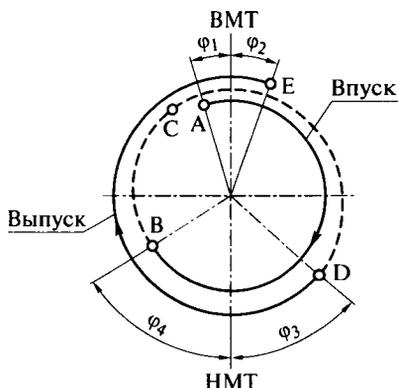
В точке А с углом опережения  $\varphi_1$  (до прихода поршня в ВМТ) открывается впускной клапан, который закрывается в точке В с углом запаздывания  $\varphi_4$  (после прихода поршня в НМТ). Таким образом, впуск в цилиндр горючей смеси (или воздуха) соответствует углу поворота коленчатого вала больше  $180^\circ$ , а именно с углом поворота, равным  $180^\circ + \varphi_1 + \varphi_4$ .

Далее от точки В начинается сжатие, которое заканчивается в точке С. В момент прихода поршня в точку С (до ВМТ) в камеру сгорания подается топливо (в дизеле) или высокое напряжение на свечу зажигания (в бензиновых двигателях). Начиная от точки С в цилиндре идет процесс горения, который заканчивается после ВМТ.

Такт расширения, который начинается в ВМТ, заканчивается в НМТ. Причем в точке D (до прихода поршня в НМТ) открывается выпускной клапан и начинается очищение цилиндра от отработавших газов, которое в основном завершается в момент открывания впускного клапана в точке А, когда в цилиндр начинает поступать свежий заряд. Полностью очищение цилиндра заканчивается в точке Е (после ВМТ). Следовательно, выпускной клапан открывается с углом опережения  $\varphi_3$  и закрывается с углом запаздывания  $\varphi_2$ , находясь в открытом состоянии при повороте коленчатого вала на угол  $180^\circ + \varphi_3 + \varphi_2$ .

Рис. 2.32. Диаграмма фаз газораспределения двигателя:

А, В — точки соответственно открывания и закрывания впускного клапана; С — точка впрыска (зажигания) топлива; D, E — точки соответственно открывания и закрывания выпускного клапана;  $\varphi_1, \varphi_3$  — углы опережения открывания клапанов;  $\varphi_2, \varphi_4$  — углы запаздывания закрывания клапанов



В ДВС впускной клапан открывается (в зависимости от модели) с опережением  $3...31^\circ$  (до ВМТ), а закрывается с запаздыванием  $30...85^\circ$  (после НМТ). Опережение фазы открывания впускного клапана объясняется тем, что подъем кулачка происходит не мгновенно и к моменту создания значительного разрежения в цилиндре впускной канал должен быть открыт полностью. Запаздывание фазы закрывания впускного клапана обеспечивает лучшее наполнение цилиндра, поскольку при достижении поршнем НМТ давление в цилиндре остается меньше атмосферного, и при движении поршня к ВМТ заряд будет продолжать поступать в цилиндр до момента выравнивания давлений в цилиндре и впускном канале. Таким образом, общая продолжительность фазы открывания впускного клапана соответствует углу поворота  $213...296^\circ$ .

Выпускной клапан открывается с опережением  $45...70^\circ$  (до НМТ) и закрывается с запаздыванием  $8...47^\circ$ . Значительное опережение фазы открывания выпускного клапана обеспечивает интенсивное удаление основной части отработавших газов из цилиндра и снижение в нем давления. На последующее удаление остатков газов затрачивается минимальная работа. Запаздывание фазы закрывания клапана обеспечивает лучшее очищение цилиндра от продуктов сгорания, так как в момент прихода поршня в ВМТ давление газов в цилиндре еще превышает атмосферное. Общая продолжительность фазы открывания выпускного клапана составляет  $235...297^\circ$ .

Продолжительность фаз открывания и закрывания впускных и выпускных клапанов во многом зависит от быстроходности двигателя. С увеличением частоты вращения коленчатого вала продолжительность фазы открывания клапанов возрастает.

Из анализа диаграммы газораспределения следует, что в секторе АЕ (угол  $\varphi_1 + \varphi_2$ ) происходит *перекрывание клапанов*, т.е. это непродолжительный период времени, в течение которого одновременно открыты оба клапана (впускной и выпускной). Из-за

кратковременности перекрытия клапанов и больших скоростей инерции потоков свежей смеси отработавшие газы не только не попадают во впускной канал, но способствуют эффекту подсосывания, улучшающему наполнение цилиндра свежим зарядом.

Для двигателей каждой модели фазы газораспределения устанавливаются экспериментально, они определяются профилем и расположением кулачков распределительного вала, установкой его по отношению к коленчатому валу, зазорами между толкателями или коромыслами. В зависимости от размера и профиля кулачков вала определяются моменты открывания и закрывания клапанов, закономерность и высота их подъема и время открывания.

Порядок работы двигателя указывается в его технической характеристике, он устанавливается так, чтобы рабочие такты происходили последовательно, но не в соседних цилиндрах, а в удаленных один от другого. Это позволяет разгрузить коренные подшипники коленчатого вала от ударных нагрузок, возникающих во время рабочих тактов в цилиндрах.

### **2.6.3. Перспективы совершенствования газораспределительного механизма**

На внешней скоростной характеристике двигателя (см. рис. 2.9 и 2.10) виден «горб» на кривой эффективного вращающего момента  $M_e$ . Причина возникновения «горба» в том, что фазы открывания клапанов настроены на единственную частоту вращения, которая как раз и соответствует его центру. На других частотах наполнение цилиндров ухудшается и величина  $M_e$  снижается.

В быстроходных двигателях впускной клапан закрывается позже прихода поршня в НМТ, и в начале такта сжатия за счет инерции потока происходит дозарядка цилиндра свежим зарядом. При высоких частотах вращения впускной клапан закрывается раньше оптимального момента, т.е. часть потока рабочей смеси не попадает в цилиндр; при низкой частоте вращения проблема иная — впускной клапан закрывается позже оптимального момента, и часть рабочей смеси выбрасывается обратно во впускной коллектор движущимся вверх поршнем. Схожие процессы возможны, если выпускные клапаны открываются раньше, чем поршень достигает НМТ. Когда при высокой частоте вращения коленчатого вала их открывание запаздывает, поршень на такте выпуска тормозится излишним давлением продуктов сгорания. При низкой частоте вращения, наоборот, если давление падает слишком рано, то горячие продукты сгорания «вылетают в трубу», не совершив работу перемещения поршня вниз в конце такта рабочего хода. Таким образом, при высокой частоте вращения нужны «широкие» фазы,

а при низких — «узкие» для улучшения наполнения цилиндров, а следовательно, и для увеличения мощности и вращающего момента, снижения расхода топлива, уменьшения количества вредных веществ в отработавших газах.

Решить эту проблему позволяют *устройства для регулировки фаз газораспределения*. Конструкция таких устройств может быть разной. Например, не меняя профиля кулачков распределительного вала, уменьшают высоту подъема клапанов на низких оборотах, обеспечивая сужение фаз. Конструктивно это можно осуществить разными путями, например, перемещая ось коромысел в вертикальном или поперечном направлении. В первом случае возникает зазор между кулачком и коромыслом, во втором меняется соотношение плеч коромысел.

Можно также предусмотреть дополнительный управляющий клапан в гидротолкателях для осуществления необходимого «мертвого хода», и клапаны будут открываться позже. Помимо обеспечения хорошей тяги во всем диапазоне оборотов подобные конструкции позволяют отказаться от дроссельной заслонки, регулируя наполнение цилиндров только длительностью фазы впуска.

Как вариант конструкции используют распределительный вал с широкими кулачками сложной формы, профиль которых меняется по длине, и изменение фаз осуществляется при осевом перемещении распределительного вала. Можно иметь несколько кулачков для каждого клапана (или пары клапанов) и переключаться между ними по мере необходимости.

Кроме того, изменяя угловое положение распределительного вала относительно его приводной звездочки с помощью сервопривода, можно сдвигать фазы газораспределения в ту или иную сторону.

Для увеличения вращающего момента и мощности двигателя можно *изменять высоту подъема клапана* в зависимости от режима работы двигателя.

Например, дополнительный кулачковый вал управляет рычагами, которые ограничивают ход впускных клапанов. Дроссельная заслонка, создающая воздуху дополнительное сопротивление, на основных режимах не нужна. Правда, окончательно от нее пока не отказались — она работает при прогреве и в аварийном режиме. При низких и средних нагрузках такая система экономит около 10 % топлива.

Существуют также конструкции газораспределительного механизма, в которых с помощью углового смещения распределительного вала изменяются фазы газораспределения и высота подъема клапанов (рис. 2.33).

Разрабатываются конструкции двигателей с электромагнитным приводом клапанов: открывание и закрывание клапанов электромагнитами должно происходить под контролем электроники (уп-

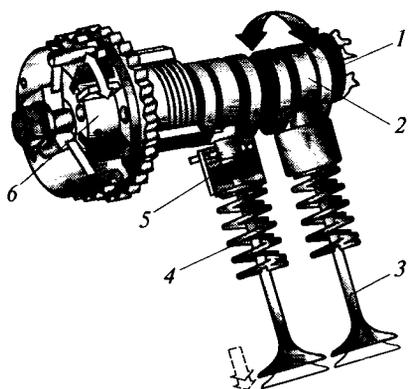


Рис. 2.33. Газораспределительный механизм с изменяющимися фазами газораспределения и высотой подъема клапанов:

1 — распределительный вал; 2 — комбинированный кулачок; 3 — клапан; 4 — пружина; 5 — толкатель; 6 — механизм углового перемещения распределительного вала;  $\longleftrightarrow$  — направление перемещения механизма изменения фаз и высоты подъема клапанов;  $\curvearrowright$  — направление поворота распределительного вала;  $\dashrightarrow$  — изменение высоты подъема клапанов

равляющая программа в зависимости от частоты вращения, нагрузки и температуры в нужный момент дает команды на их открывание и закрывание).

Один из способов увеличения вращающего момента и мощности двигателя основан на *изменении давления воздуха на впуске*. Многие производители двигателей уже делают впускные трубопроводы с изменяемой геометрией, когда на минимальных оборотах воздух к камере сгорания поступает по длинному пути, а при повышенной частоте вращения открывается короткий трубопровод. В ближайшей перспективе длину впускных каналов будут изменять не ступенчато, а плавно.

## 2.7. Система питания бензиновых двигателей

### 2.7.1. Назначение системы, система питания двигателей с карбюратором

*Система питания* служит для хранения топлива, очистки топлива и воздуха, приготовления горючей смеси требуемого качества, подачи ее в цилиндры двигателя и удаления отработавших газов. В зависимости от выполняемых функций элементы системы питания можно разделить на устройства, обеспечивающие очистку и подачу воздуха, подачу топлива и его перемешивание с воздухом, а также отвод отработавших газов.

Система питания должна обеспечивать следующее: автоматически и по возможности точно дозировать топливо на всех установившихся и переходных режимах работы двигателя; качественно распыливать и перемешивать топливо воздухом с целью получения высоких экономических показателей и низкой токсичности отработавших газов; иметь малую удельную массу и конструкцию, удобную для обслуживания и стабильную в работе.

В бензиновых двигателях применяются следующие конструкции системы питания: карбюраторные и с впрыском топлива.

В карбюраторном двигателе горючая смесь готовится в специальном устройстве — карбюраторе, а процесс ее приготовления называется карбюрацией. Чтобы топливо в цилиндрах сгорало полностью с большой скоростью, выделяя при этом большое количество теплоты, оно должно пройти подготовку к сгоранию, которая заключается в том, что жидкое топливо раздробляется на мелкие капельки, интенсивно перемешивается с воздухом и испаряется. Распыление топлива в карбюраторе происходит при попадании тонкой струи вытекающего из распылителя топлива в быстродвижущийся поток воздуха, который разбивает струю топлива на мелкие капли и таким образом смешивается с ним.

В основе работы всех автомобильных карбюраторов лежит *рабочий процесс* так называемого *простейшего карбюратора*, который имеет поплавковую 3 (рис. 2.34, а) и смесительную 9 камеры и воздушный патрубок с воздушной заслонкой 10. В поплавковой камере, соединенной через дренажное отверстие 11 с атмосферой, расположен поплавок 2 и игольчатый клапан 1. В смесительной камере расположен диффузор 8, распылитель 5 и дроссельная заслонка 6. Распылитель соединен с поплавковой камерой через жиклер 4. Воздушный патрубок карбюратора соединяется с воздухоочистителем, а смесительная камера — с впускным коллектором двигателя.

При такте впуска в цилиндре двигателя создается разрежение. Атмосферный воздух поступает в цилиндр через смесительную камеру карбюратора и впускной коллектор. Наибольшая скорость воздуха достигается в самом узком месте диффузора 8, куда выходит распылитель 5. Выходное отверстие распылителя на 2...3 мм выше уровня топлива в поплавковой камере, поэтому топливо не вытекает из распылителя при неработающем двигателе.

За счет разности давления в поплавковой камере и горловине диффузора топливо вытекает из распылителя и, попав в воздушный поток, распыливается на мелкие частицы. Одновременно топливо перемешивается с воздухом, испаряется и образует горючую смесь. Открывая или прикрывая дроссельную заслонку, можно увеличивать или уменьшать количество горючей смеси, подаваемой в цилиндры двигателя, и ее состав. Основным недостатком простейшего карбюратора является то, что он не обеспечивает условий приготовления горючей смеси требуемого состава на разных режимах работы двигателя.

При увеличении мощности (см. рис. 2.34, б, кривая II) горючая смесь, приготовляемая простейшим карбюратором, обогащается ( $\alpha < 1$ ) по мере увеличения разрежения  $\Delta p_d$ , т.е. с увеличением расхода воздуха. Однако согласно регулировочным характеристикам при увеличении мощности двигателя горючая смесь должна

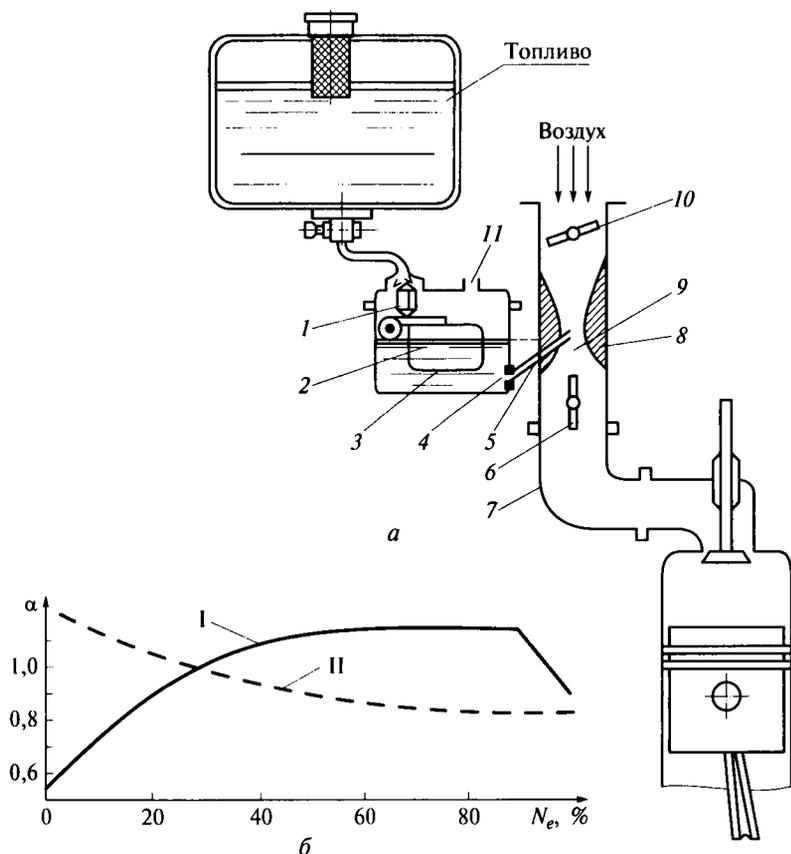


Рис. 2.34. Схема работы простейшего карбюратора:

*a* — устройство; *б* — график изменения состава топливной смеси при разных режимах работы двигателя; 1 — игольчатый клапан; 2 — поплавок; 3 — поплавковая камера; 4 — жиклер; 5 — распылитель; 6 — дроссельная заслонка для горючей смеси; 7 — впускной трубопровод; 8 — диффузор; 9 — смешительная камера; 10 — воздушная заслонка; 11 — дренажное отверстие; I — требуемая характеристика карбюратора; II — фактическая характеристика простейшего карбюратора;  $N_e$  — эффективная мощность;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха

обедняться (кривая II). Отсюда следует, что простейший карбюратор не отвечает предъявляемым требованиям. Чтобы устранить недостатки простейшего карбюратора и обеспечить приготовление смеси требуемого состава (кривая I) в конструкцию карбюраторов включают дополнительные дозирующие устройства.

Для обеспечения необходимого качества состава смеси на всех режимах работы карбюраторы имеют следующие системы и дозирующие устройства с автоматическим регулированием:

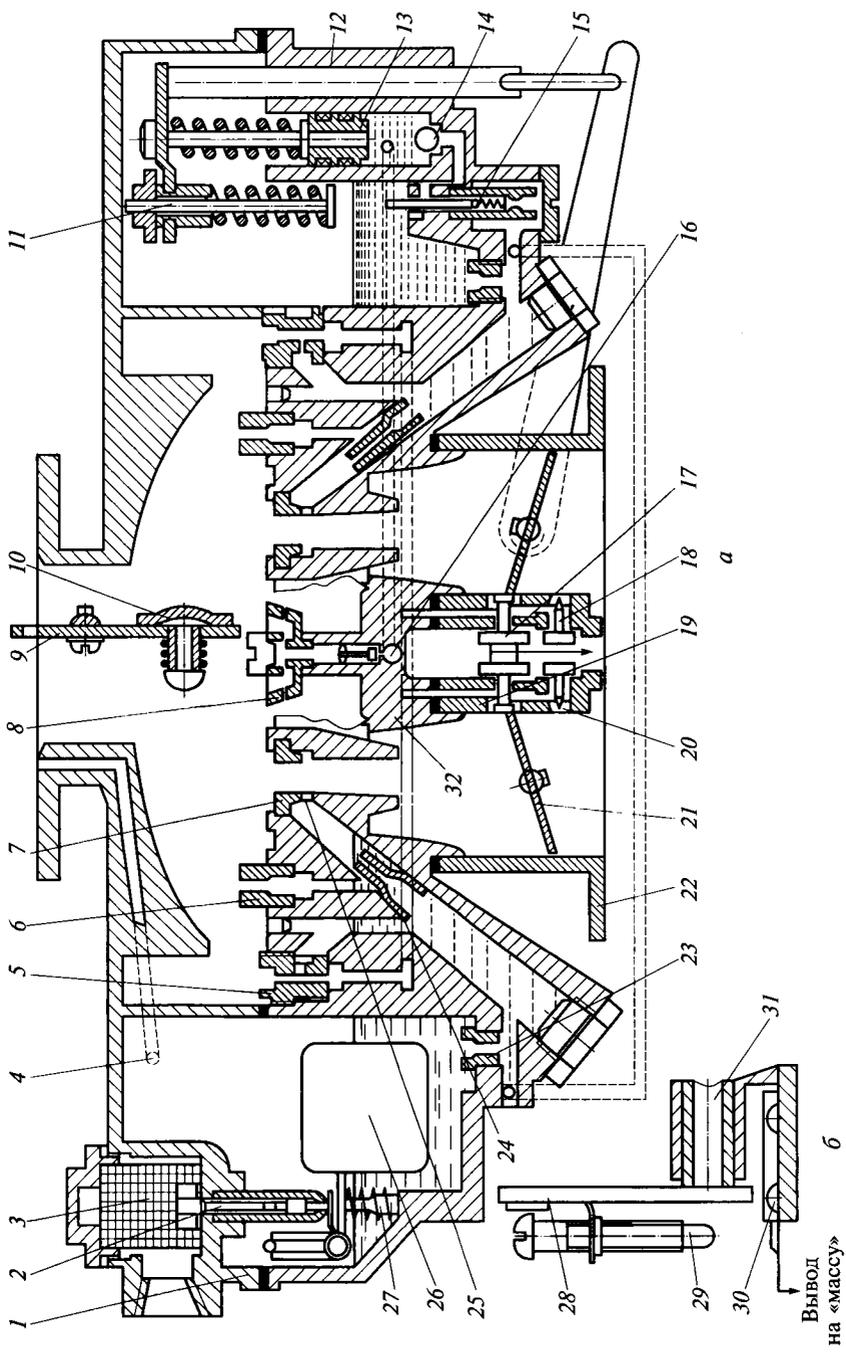
- пусковую систему, обогащающую горючую смесь при пуске;

- систему холостого хода, обеспечивающую устойчивую работу двигателя на малых частотах вращения коленчатого вала;
- главную дозирующую систему, поддерживающую оптимальный состав смеси на малых и средних нагрузках;
- экономайзер с механическим приводом, обогащающий смесь при полной нагрузке;
- ускорительный насос для кратковременного обогащения смеси в момент резкого открытия дроссельной заслонки;
- экономайзер принудительного холостого хода (ЭПХХ) с электронным управлением для уменьшения удельного расхода топлива и снижения уровня токсичности отработавших газов.

Автоматическое изменение коэффициента  $\alpha$  на частичных нагрузках в соответствии с оптимальной характеристикой карбюратора (кривая I) называют *корректированием (компенсацией) состава смеси*, которое осуществляется главной дозирующей системой. В большинстве современных карбюраторов главная дозирующая система работает с компенсацией состава смеси путем понижения разрежения у топливного жиклера 4 — пневматического торможения топлива. В отличие от простейшего карбюратора главная система, например, карбюратора К-90 имеет воздушные жиклеры 6 (рис. 2.35), которые сообщаются с атмосферой. Необходимая степень обеднения смеси в соответствии с оптимальной характеристикой карбюратора достигается при данной системе компенсации выбором определенного сочетания размеров главного и воздушного жиклеров.

В процессе приготовления горючей смеси большое значение имеет испаряемость топлива. Условия для испарения топлива в карбюраторе неблагоприятны: время измеряется долями секунды, температура сравнительно невысокая. Для улучшения испаряемости топлива, уменьшения неравномерности распределения смеси по цилиндрам, предотвращения конденсации и уменьшения пленкообразования применяется подогрев горючей смеси.

Приведенная на рис. 2.35, а в качестве примера система карбюратора К-90 установлена на V-образном двигателе автомобиля ЗИЛ-4314. Карбюратор двухкамерный с падающим потоком смеси, сбалансированный, имеет главную дозирующую систему с пневматическим торможением топлива. Обе смесительные камеры работают параллельно на всех режимах работы двигателя. Каждая камера prepares горючую смесь для четырех цилиндров своего ряда. Поплавковый механизм, экономайзер с механическим приводом, ускорительный насос и воздушная заслонка — общие для обеих камер, система холостого хода и главные дозирующие системы — отдельные. *Карбюратор* состоит из трех основных частей: корпуса 1 воздушной горловины, корпуса поплавковой камеры 12 и корпуса 22 смесительных камер. Все три части соединены болтами и для уплотнения имеют прокладки.



В карбюраторах требуемые качество и количество горючей смеси автоматически изменяются в зависимости от режима работы двигателя. Это достигается согласованием работы дозирующих устройств.

Основными режимами работы двигателя являются пуск, холостой ход, частичные (малые) и средние нагрузки, неустановившийся режим (переход от частичных к полным нагрузкам) и полные нагрузки.

При пуске холодного двигателя температурный режим низкий, условия для смесеобразования неблагоприятные. Чтобы обеспечить надежный пуск, карбюратор должен готовить богатую смесь ( $\alpha = 0,5 \dots 0,7$ ). Обогащение смеси достигается прикрытием воздушной заслонки 9. Дроссельные заслонки 21 открыты незначительно (примерно на одну четверть). Воздушный поток, проходящий через карбюратор, слабый. Под действием возникающего в диффузорах разрежения из кольцевых щелей 25 малых диффузоров 7 происходит усиленное истечение топлива. Чтобы предотвратить переобогащение смеси при закрытой воздушной заслонке, на ней установлен автоматический клапан 10.

При холостом ходе температурный режим двигателя пониженный, условия для распыливания и испарения топлива неблагоприятны. Для устойчивой и бесперебойной работы двигателя карбюратор должен готовить обогащенную смесь ( $\alpha = 0,7 \dots 0,8$ ). При холостом ходе дроссельная заслонка 21 прикрыта, поэтому скорость воздуха и разрежение в малых диффузорах 7 незначительны, и топливо не вытекает из кольцевых щелей 25. За дроссельными заслонками возникает большое разрежение, которое передается через прямоугольные отверстия 19 и эмульсионные каналы к жиклерам 5 холостого хода. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры поступает через главные жиклеры 23 в топливные каналы жиклеров 5 холостого хода и перемешивается с воздухом, проходящим через верхние отверстия этих жиклеров, в результате образуется эмульсия.

Рис. 2.35. Карбюратор К-90:

*a* — устройство карбюратора; *b* — датчик положения дроссельных заслонок; 1 — корпус воздушной горловины; 2 — игольчатый клапан поплавка; 3 — сетчатый топливный фильтр; 4 — балансировочный канал поплавковой камеры; 5 — жиклер холостого хода; 6 — воздушный жиклер; 7 — малый диффузор; 8 — форсунка; 9 — воздушная заслонка; 10 — клапан; 11 — толкатель; 12 — поплавковая камера; 13 — поршень ускорительного насоса; 14 — шариковый обратный клапан ускорительного насоса; 15 — шариковый клапан; 16 — нагнетательный игольчатый клапан; 17 — электромагнитные клапаны; 18 — регулировочный винт; 19 — прямоугольное отверстие; 20 — круглое отверстие; 21 — дроссельная заслонка; 22 — корпус смесительных камер; 23 — главный жиклер; 24 — жиклер полной мощности; 25 — кольцевая щель; 26 — поплавок; 27 — пружина; 28 — рычаг; 29, 30 — контакты датчика положения дроссельных заслонок; 31 — ось дроссельных заслонок; 32 — большой диффузор

Образовавшаяся эмульсия поступает в смесительные камеры через регулируемые круглые отверстия 20 и дополнительно перемешивается с воздухом, поступающим через прямоугольные отверстия 19. При большем открытии дросселя прямоугольные отверстия 19 попадают в зону большого разрежения и из них так же, как и из нижних круглых отверстий 20, начинает поступать эмульсия, что способствует плавному переходу от работы системы холостого хода к работе главной дозирующей системы. Качество смеси на холостом ходу и тем самым устойчивую работу двигателя на этом режиме регулируют винтами 18. При отвертывании винта смесь обогащается, при заворачивании — обедняется.

На малых и средних нагрузках от двигателя не требуется полной мощности, поэтому горючая смесь должна постепенно обедняться от  $\alpha = 0,7 \dots 0,8$  до  $\alpha = 1,0 \dots 1,15$  при нагрузках 80...90 % полной мощности.

При увеличении нагрузки дроссельную заслонку 21 постепенно открывают. Скорость воздушного потока возрастает, температурный режим двигателя повышается. Условия для распыливания и испарения топлива улучшаются. По мере открывания дроссельной заслонки возрастает скорость движения воздуха в больших 32 и малых 7 диффузорах, разрежение у прямоугольных 19 и круглых 20 отверстий уменьшается, а в зоне кольцевых щелей 25 малых диффузоров становится достаточным для вступления в работу главной дозирующей системы карбюратора. Топливо из поплавковой камеры 12 поступает через главные жиклеры 23 и жиклеры полной мощности 24. К топливу подмешивается воздух, проходящий через воздушные жиклеры 6. Через кольцевую щель 25 малых диффузоров в смесительные камеры поступает эмульсия. Шариковый клапан 15 экономайзера с механическим приводом закрыт. Карбюратор prepares обедненную горючую смесь.

При полной нагрузке, когда от двигателя требуется наибольшая мощность, горючая смесь должна быть обогащенной ( $\alpha = 0,8 \dots 0,9$ ). Такая смесь сгорает с наибольшей скоростью, поэтому двигатель развивает максимальную мощность. Обогащение горючей смеси до состава при полностью или почти полностью открытой дроссельной заслонке обеспечивается вступлением в работу экономайзера с механическим приводом. При открывании дроссельной заслонки на 80...85 % привод механического экономайзера открывает шариковый клапан 15, и горючая смесь, приготовляемая главной дозирующей системой, обогащается.

При переходе от частичных нагрузок к полным, что происходит при резком открывании дроссельной заслонки 21, частота вращения коленчатого вала должна быстро увеличиваться, при этом разрежение в малом диффузоре 7 карбюратора возрастает, а за дроссельной заслонкой 21 снижается, что приводит к обеднению смеси. Обеднение смеси ухудшает приемистость двигателя и

может вызвать перебои в его работе. Чтобы это предотвратить, горючую смесь кратковременно обогащают ( $\alpha = 0,8 \dots 0,9$ ) впрыском дополнительного количества топлива в смесительную камеру карбюратора с помощью ускорительного насоса (детали 8, 13, 14). Ускорительный насос вступает в работу на первой половине процесса резкого открывания дроссельной заслонки.

Для уменьшения удельного расхода топлива и снижения уровня токсичности отработавших газов в карбюраторе К-90 предусмотрены электромагнитные клапаны 17 — ЭПХХ с электронным управлением.

Система автоматического управления экономайзером имеет электронный блок управления, датчик частоты вращения коленчатого вала в виде счетчика электрических импульсов системы зажигания, датчик температуры охлаждающей жидкости, датчик положения дроссельных заслонок и два электромагнитных клапана, встроенных в каналы холостого хода карбюратора.

Система работает следующим образом. Датчики температуры охлаждающей жидкости и частоты вращения коленчатого вала постоянно посылают сигналы в блок управления. Когда педаль подачи топлива отпущена, дроссельные заслонки карбюратора полностью закрыты, т.е. двигатель работает в режиме принудительного холостого хода (торможение двигателем), блок управления включает электромагнитные клапаны, которые перекрывают каналы системы холостого хода карбюратора. Для срабатывания электромагнитных клапанов необходимо, чтобы температура охлаждающей жидкости была выше  $60^\circ\text{C}$ , а частота вращения коленчатого вала более  $1\,000\text{ мин}^{-1}$ .

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала до минимальной или при ее увеличении после нажатия на педаль подачи топлива блок управления выключает электромагнитные клапаны, и двигатель переходит на нормальный режим работы.

При снижении нагрузки частота вращения коленчатого вала может возрасти выше допустимого, что вызывает перегрузку деталей КШМ. Для предотвращения этого в карбюратор ряда двигателей встроен специальный пневматический или пневмоцентробежный ограничитель, который связан с дроссельными заслонками. При чрезмерном росте частоты вращения коленчатого вала этот механизм прикрывает дроссельные заслонки, поступление горючей смеси в цилиндры уменьшается, в результате чего частота вращения коленчатого вала двигателя уменьшается и не превышает расчетной величины.

В систему питания карбюраторного двигателя наряду с карбюратором 6 (рис. 2.36) входят топливный бак 1 с фильтром 11, фильтры грубой 3 и тонкой 5 очистки топлива, топливный насос 4, воздушный фильтр 7, впускной 8 и выпускной 9 коллекторы, выхлопная труба с глушителем 10.

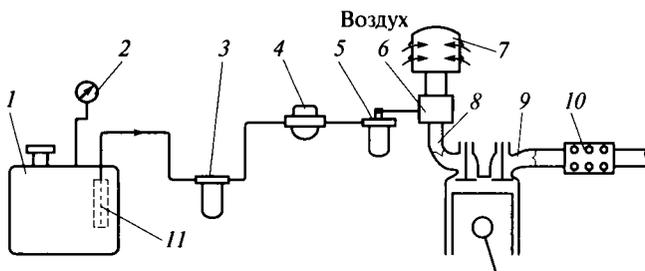


Рис. 2.36. Система питания карбюраторного двигателя:

1 — топливный бак; 2 — указатель уровня топлива; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — топливный насос; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — карбюратор; 7 — воздушный фильтр; 8 — впускной коллектор; 9 — выпускной коллектор; 10 — глушитель; 11 — фильтр топливного бака; → — движение топлива

*Топливный бак* (рис. 2.37), изготовленный из стали, размещен на кронштейнах, закрепленных на раме машины. Для увеличения жесткости в баке имеются перегородки, благодаря которым также предотвращается плескание топлива во время движения. В верхней части топливного бака имеется наливная горловина с крышкой 6, топливopриемная трубка с фильтром и краном 7, датчик 4 указателя уровня топлива, а в нижней части — сливная пробка. Для удобства заправки топлива устанавливают выдвигающую горловину.

Внутри бака необходимо поддерживать определенное давление — по мере расходования топлива в нем не должно возникать разрежение, а при испарении топлива не должно быть повышенного давления. Поэтому в крышке 6 наливной горловины топливного бака установлены клапаны — впускной 12 и выпускной 13. Впускной клапан пропускает наружный воздух в бак при снижении давления в нем на 0,002...0,004 МПа по сравнению с атмосферным, обеспечивая бесперебойную подачу топлива в карбюратор. Выпускной клапан открывается при величине превышения атмосферного давления до 0,012 МПа. Уровень топлива в баке контролируется с помощью указателя 3 уровня топлива, установленного на щитке контрольных приборов.

*Фильтр* грубой очистки топлива (рис. 2.38, а) предназначен для отделения от топлива механических примесей и воды. В качестве фильтрующих элементов применяется набор тонких латунных пластин 11. Фильтр задерживает частицы размером более 0,05 мм. В нижней части скапливается вода, которая удаляется через сливное отверстие, закрытое пробкой 9.

Между топливным насосом и карбюратором устанавливается фильтр тонкой очистки, в корпусе которого находится мелкопористый керамический фильтрующий элемент 19 (рис. 2.38, б). Проходя через фильтр тонкой очистки, топливо очищается от мельчайших механических примесей.

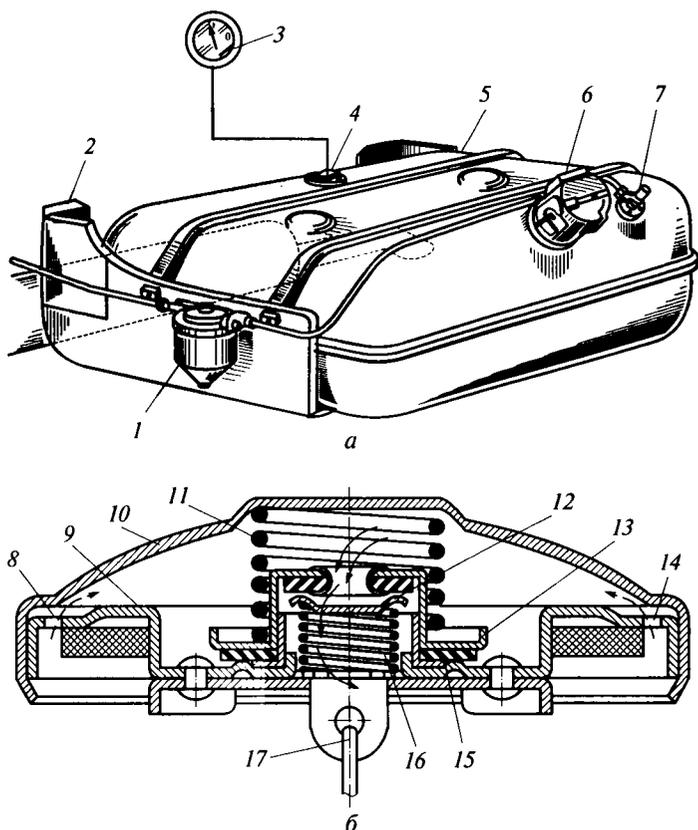


Рис. 2.37. Топливный бак:

*a* — устройство; *б* — крышка бака; 1 — фильтр-отстойник; 2 — кронштейн крепления бака; 3 — указатель уровня топлива; 4 — датчик; 5 — корпус бака; 6 — крышка горловины топливного бака; 7 — кран; 8, 14 — отверстия; 9 — корпус крышки; 10 — облицовка; 11 — пружина выпускного клапана; 12, 13 — впускной и выпускной клапаны; 15 — прокладка; 16 — пружина впускного клапана; 17 — цепочка крепления пробки к горловине; ---> — движение паров топлива; —> — движение воздуха

*Топливный насос* предназначен для подачи топлива из бака в поплавковую камеру карбюратора. Наиболее часто применяются диафрагменные насосы, приводимые в действие эксцентриком 12 (рис. 2.39) распределительного вала.

Между крышкой 5 и клапанной головкой 4 установлена диафрагма 8. Диафрагма перемещается вниз под действием штока и коромысла, а вверх — под действием пружины 10. В головке насоса и ее крышке имеются впускная и нагнетательная полости, в которых расположены впускные 3 и выпускные 7 клапаны. В спе-

циальных приливах корпуса установлен валик с рычагом 11 для ручной подкачки топлива.

При вращении распределительного вала эксцентрик 12 поднимает штангу 13 и поворачивает коромысло 1, в результате чего диафрагма 8 прогибается вниз. Над диафрагмой создается разрежение, впускные клапаны 3 открываются и топливо, проходя через сетчатый фильтр 6, заполняет полость над диафрагмой. При сбегании эксцентрика диафрагма под действием пружины 10 идет вверх и вытесняет топливо через выпускные клапаны 7 в нагнетательную полость. Впускные клапаны при этом закрываются под действием давления топлива.

Для прокачки системы питания карбюраторного двигателя и заполнения поплавковой камеры карбюратора топливом оно может подаваться вручную при помощи рычага 11.

*Воздушный фильтр* предназначен для очистки воздуха от механических примесей перед поступлением в цилиндры двигателя. Твердые частицы (оксиды кальция, железа, кремния) вызывают

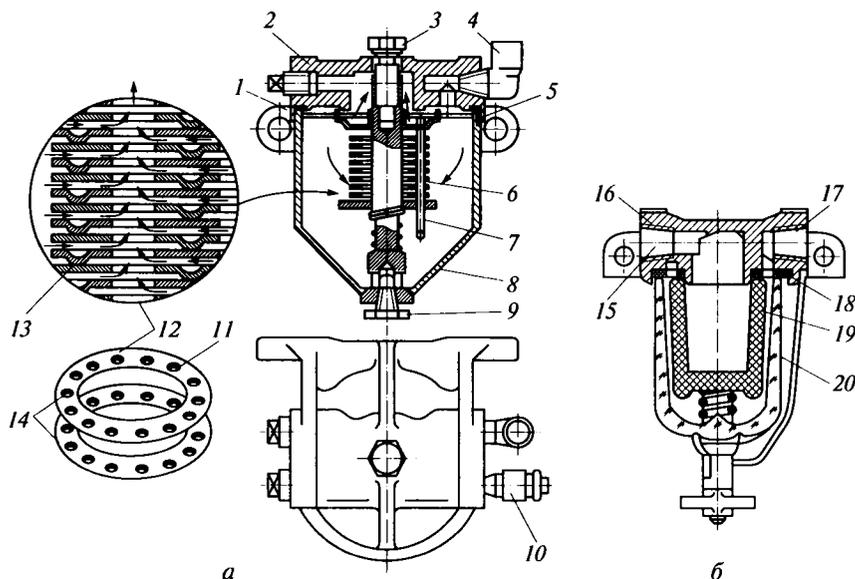


Рис. 2.38. Топливные фильтры:

*a* — грубой очистки; *б* — тонкой очистки; 1 — прокладка; 2 — корпус; 3 — стяжной болт; 4 — топливопровод от топливного бака; 5 — прокладка фильтрующего элемента; 6 — фильтрующий элемент; 7 — стойка фильтрующего элемента; 8 — отстойник; 9 — пробка сливного отверстия; 10 — выходной топливопровод; 11 — латунная пластина фильтрующего элемента; 12 — отверстия для прохода топлива; 13 — выступ; 14 — отверстия для стоек; 15 — впускное отверстие; 16 — корпус; 17 — выпускное отверстие; 18 — прокладка; 19 — фильтрующий элемент; 20 — стакан-отстойник; → — направление движения топлива

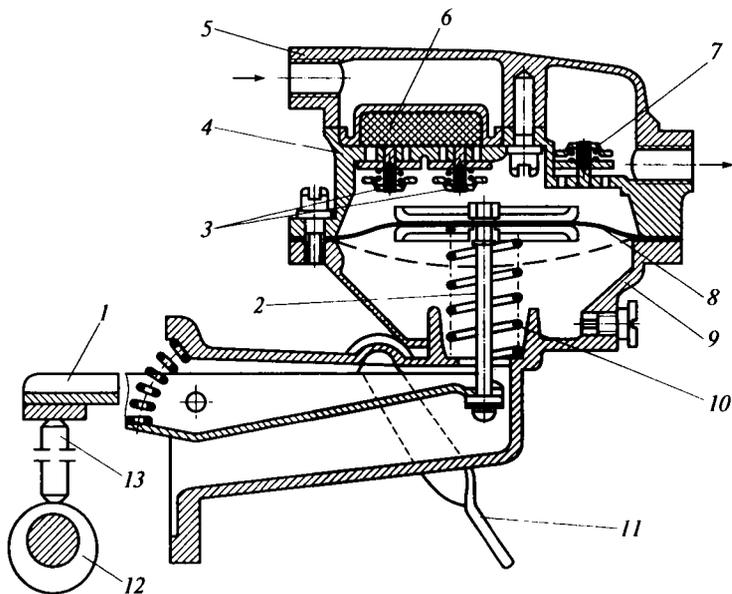


Рис. 2.39. Диафрагменный топливный насос:

1 — коромысло; 2 — шток; 3 — впускные клапаны; 4 — клапанная головка; 5 — крышка; 6 — сетчатый фильтр; 7 — выпускные клапаны; 8 — диафрагма; 9 — корпус насоса; 10 — пружина; 11 — рычаг; 12 — эксцентрик распределительного вала; 13 — штанга; → — направление движения топлива

ускоренное изнашивание цилиндров, поршней и других трущихся деталей. На карбюраторных двигателях в основном применяют комбинированные воздухоочистители, сочетающие инерционный и фильтрующий способы очистки. Различают двух- и трехступенчатые воздухоочистители.

На рис. 2.40 показан воздушный фильтр двигателя автомобиля ЗИЛ-4314, обеспечивающий двухступенчатую очистку воздуха. Под действием разрежения, создаваемого двигателем, воздух поступает в корпус 8 фильтра и, двигаясь вниз, соприкасается с маслом 2. Вследствие резкого изменения направления движения происходит инерционная очистка воздуха от тяжелых частиц. При соприкосновении с маслом воздух захватывает его частицы и уносит их в фильтрующий элемент 4, где происходит очищение от мелких частиц пыли. Очищенный воздух по большому патрубку 1 поступает в карбюратор, и по малому патрубку 5 — в компрессор.

*Впускной коллектор* предназначен для подвода горючей смеси из карбюратора в цилиндры двигателя; изготавливается из чугуна или алюминиевого сплава и снабжен фланцем для крепления карбюратора. Для равномерного распределения горючей смеси впускной коллектор делается симметричным относительно карбюратора.

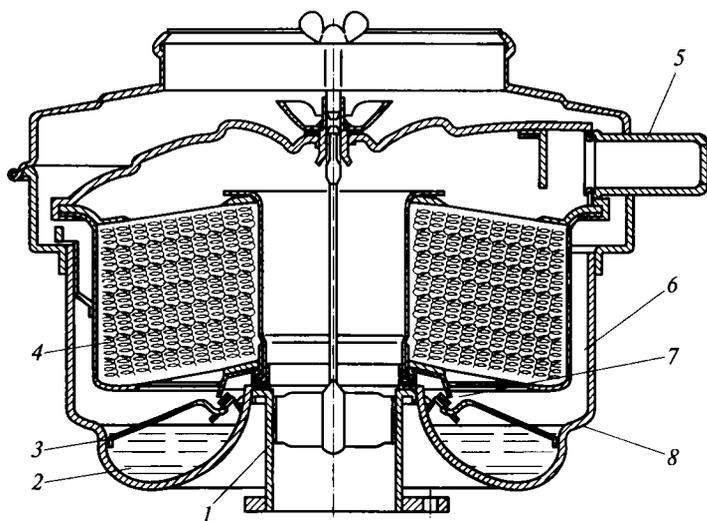


Рис. 2.40. Воздушный фильтр двигателя автомобиля ЗИЛ-4314:

1 — большой патрубок; 2 — масло; 3 — отрагатель; 4 — фильтрующий элемент; 5 — малый патрубок; 6 — кольцевая щель; 7 — кольцевое окно; 8 — корпус фильтра

*Выпускные трубопроводы* служат для выпуска отработавших газов, расположены для V-образных двигателей по обеим сторонам блок-картера и крепятся к головкам блока шпильками.

*Глушитель* служит для уменьшения шума отработавших газов. Действие глушителя основано на многократном их расширении и охлаждении. Глушитель состоит из корпуса — перфорированной трубы со щелями, который разделен перегородками на три камеры. Отработавшие газы, попадая в камеры через щели в трубе, расширяются и охлаждаются, скорость движения их снижается, в результате уменьшается шум от их выпуска. При прохождении отработавших газов через глушитель снижается наполнение цилиндров свежим зарядом, что приводит к потере мощности двигателя на 5...7%.

### 2.7.2. Система питания двигателя с впрыском бензина и электронным управлением топливоподачи

В автомобильных двигателях с принудительным воспламенением более эффективными являются системы питания с впрыском топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр двигателя. В этом случае вследствие отсутствия карбюратора понижается сопротивление впускной системы, повышается равномерность рас-

пределения топлива по цилиндрам и уменьшается неоднородность топливоздушная смеси, поступающей в цилиндры двигателя. Это позволяет повысить степень сжатия рабочей смеси, а следовательно, литровую мощность и экономичность двигателя. В двухтактных двигателях и двигателях с наддувом при такой организации подачи топлива снижаются потери смеси на продувку цилиндров.

Системы впрыска бензина конструктивно сложнее карбюраторных, требуют более квалифицированного обслуживания в эксплуатации. Эти системы широко применяются в двигателях легковых автомобилей.

Наиболее часто применяются системы питания с впрыском топлива во впускной трубопровод. Во впускной трубопровод бензин впрыскивается под низким (0,25...0,35 МПа) давлением, что позволяет использовать для создания давления в системе электрические топливные насосы.

Электромагнитные форсунки, используемые в системах с периодическим впрыском топлива, позволяют применять электронную систему управления топливной системой, что создает условия для оптимизации параметров подачи топлива по большому числу факторов в широком диапазоне режимов работы двигателя.

На рис. 2.41 показана закрытая форсунка с электромагнитным приводом. Дозирование топлива при применении этих форсунок достигается регулированием длительности импульсов тока на обмотке управляющего электромагнита 11, который, втягивая якорь 12, открывает клапан 3 форсунки. При постоянной

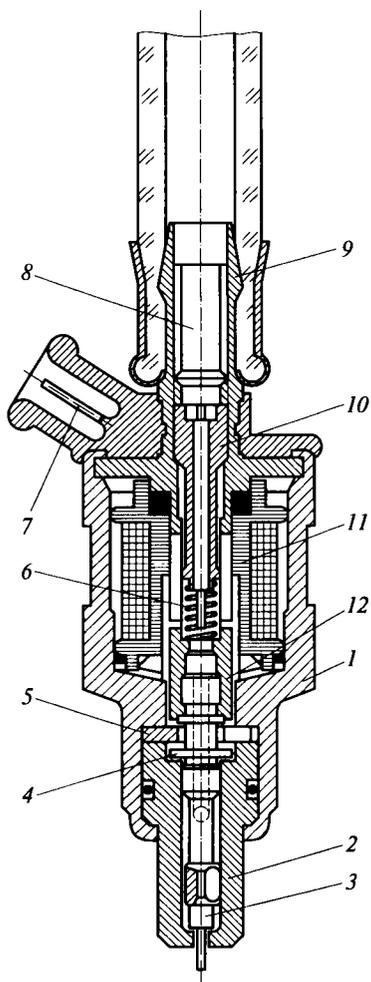


Рис. 2.41. Закрытая форсунка с электромагнитным приводом:

1 — корпус форсунки; 2 — распылитель; 3 — клапан; 4 — упорный бурт; 5 — упорная шайба; 6 — пружина клапана; 7 — электрический разъем; 8 — фильтр; 9 — штуцер; 10 — регулировочный винт пружины; 11 — электромагнит; 12 — якорь электромагнита

длительности открывания электромагнитного клапана дозирование топлива осуществляется регулированием давления в системе.

Система впрыска топлива легковых автомобилей показана на рис. 2.42. В приведенной системе бензин периодически впрыскивается отдельной форсункой непосредственно во впускной трубопровод двигателя в зону впускных клапанов каждого цилиндра.

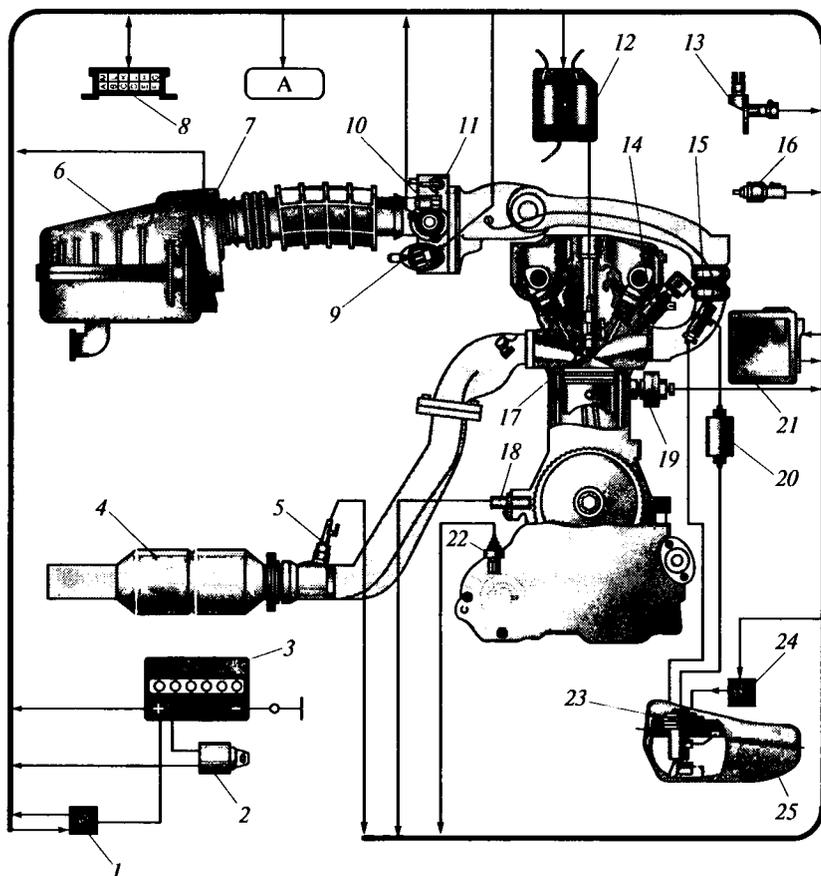


Рис. 2.42. Система впрыска топлива:

1 — реле зажигания; 2 — центральный переключатель; 3 — аккумуляторная батарея; 4 — нейтрализатор отработавших газов; 5 — датчик кислорода; 6 — воздушный фильтр; 7 — датчик массового расхода воздуха; 8 — колодка диагностики; 9 — регулятор холостого хода; 10 — датчик положения дроссельной заслонки; 11 — дроссельный патрубок; 12 — модуль зажигания; 13 — датчик фаз; 14 — форсунка; 15 — регулятор давления топлива; 16 — датчик температуры; 17 — свеча; 18 — датчик положения коленчатого вала; 19 — датчик детонации; 20 — топливный фильтр; 21 — контроллер; 22 — датчик скорости; 23 — топливный насос; 24 — реле включения топливного насоса; 25 — топливный бак; А — световой сигнал неисправности двигателя (например, «Check engine»)

Процесс впрыска управляется электронным устройством — контроллером. Топливо подается в магистраль топливным насосом 23 из топливного бака 25 через топливный фильтр 20. Электрический бензонасос установлен в топливном баке. Постоянное давление топлива в системе поддерживается регулятором давления 15, перепускающим топливо в топливный бак 25. Циркуляция топлива в системе позволяет избежать образования паровых пробок.

Из топливной магистрали бензин поступает к форсункам 14 с электромагнитным управлением, установленным в рампе (балка для крепления форсунок) перед впускными клапанами. При повышении давления в системе выше допустимого (0,35 МПа) топливо перепускается в бак.

Количество воздуха, поступающего в двигатель, регулируется дроссельной заслонкой, расположенной во впускной трубе в дроссельном патрубке 11. Электронная система питается от аккумуляторной батареи 3 и включается замком зажигания.

Количество топлива, подаваемого форсунками 14, регулируется электрическим импульсным сигналом от контроллера 21 (электронного блока управления).

*Контроллер 21* отслеживает данные о состоянии двигателя, рассчитывает потребность в топливе и определяет необходимую длительность подачи топлива форсунками (длительность импульса). Этот импульс подается в определенный момент поворота коленчатого вала, который зависит от режима работы двигателя. Подаваемый на форсунку управляющий сигнал открывает нормально закрытый клапан форсунки, направляя во впускной канал топливо под давлением.

Поскольку перепад давления топлива поддерживается постоянным, объем подаваемого топлива пропорционален времени, в течение которого форсунки находятся в открытом состоянии (длительность импульса впрыска). Контроллер поддерживает оптимальное соотношение объемов воздуха и топлива путем изменения длительности импульсов.

Увеличение длительности импульса приводит к увеличению количества подаваемого топлива (обогащение смеси). Уменьшение длительности импульса приводит к уменьшению количества подаваемого топлива, т.е. к обеднению смеси.

Контроллер обладает способностью оценивать результаты своих расчетов и команд, а также запоминать опыт недавней работы и действовать в соответствии с ним, т.е. «самообучение» контроллера является непрерывным процессом, продолжающимся в течение всего срока эксплуатации.

Топливо подается по одному из двух разных методов: синхронному, т.е. при определенном положении коленчатого вала, или асинхронному, т.е. независимо или без синхронизации с вращением коленчатого вала. Синхронный впрыск топлива — основной

из методов подачи топлива, асинхронный применяется, в основном, на режиме пуска двигателя.

Форсунки включаются попарно и поочередно: сначала форсунки цилиндров 1 и 4, а через  $180^\circ$  поворота коленчатого вала — форсунки цилиндров 2 и 3 и т.д. Таким образом, каждая форсунка включается один раз за оборот коленчатого вала, т.е. 2 раза за полный рабочий цикл двигателя.

Режимы работы двигателя отслеживаются контроллером по сигналам, поступающим с датчиков, входящих в топливную систему.

За режимами работы двигателя следят следующие датчики: массового расхода воздуха; положения дроссельной заслонки; скорости; концентрации кислорода; температуры охлаждающей жидкости; детонации; положения коленчатого вала.

Топливные системы с электронным управлением впрыском топлива обеспечивают высокую экономичность двигателей в широком диапазоне режимов вследствие возможности оптимизации подачи топлива по многим параметрам, в том числе и по токсичности отработавших газов.

Однако максимальная эффективность двигателя достигается при подаче бензина не во впускной трубопровод, а непосредственно в камеру сгорания, как в дизелях.

При небольших нагрузках двигатель работает на очень бедных смесях. Поджечь такую смесь тяжело, поэтому топливо впрыскивают в конце такта сжатия. Поршни сложной формы направляют смесь непосредственно к электродам свечей, а у стенок цилиндра находится чистый воздух. В камере сгорания происходит так называемое послойное смесеобразование. При средних и высоких нагрузках топливо подается дважды: при ходе поршня вниз на такте впуска и в конце такта сжатия.

Экономия бензина (10... 15 %) в таких двигателях по сравнению с обычными двигателями, имеющими впрыск топлива во впускной трубопровод, особенно заметна на режимах, когда они работают с нагрузкой, не превышающей 30... 35 % максимальной. При работе таких двигателей возникает один существенный недостаток — при сгорании топлива резко повышается температура и, как следствие, увеличивается содержание вредных оксидов азота  $\text{NO}_x$  в отработавших газах. Для удаления их из отработавших газов необходимо в выпускную систему устанавливать дополнительный нейтрализатор, который превращает вредные оксиды азота в безобидные для экологии азот и кислород. Этот нейтрализатор устанавливается за обычным трехкомпонентным нейтрализатором. Оксиды азота  $\text{NO}_x$  накапливаются в специальном фильтре с покрытием из бария, который вступает в реакцию с  $\text{NO}_x$  и наступает момент, когда электроника на короткое время переводит работу двигателя на обогащенную смесь, температура выхлопных газов повышается до уровня, достаточного для протекания реакции, по

которой связанные с барием оксиды азота разлагаются с образованием молекулярных кислорода и азота.

Двигателю с непосредственным впрыском требуется топливо с минимальным количеством серы, так как обычный бензин быстро выведет из строя систему нейтрализации. В то же время двигатели с непосредственным впрыском, способные потреблять обычный бензин, уже разработаны. Системы управления отслеживают, чтобы на всех режимах смесь была однородной (гомогенной) и для нейтрализации оксидов азота  $\text{NO}_x$  используется трехкомпонентный нейтрализатор. Однако эти двигатели имеют несколько больший расход топлива.

## **2.8. Система питания дизелей**

### **2.8.1. Назначение, схемы подачи топлива и способы приготовления горючей смеси**

Система питания дизеля обеспечивает хранение топлива, очистку топлива и воздуха, подачу их в цилиндры двигателя, качественное образование и сгорание рабочей смеси, а также вывод в атмосферу продуктов сгорания.

Топливная аппаратура должна обеспечивать следующее: длительную работу без изменения ее начальных регулировок и заметного изнашивания деталей, влияющего на работу двигателя; удобство обслуживания и ремонта; высокое давление впрыска и равномерное распыливание топлива в камере сгорания; точную дозировку порции впрыскиваемого топлива и возможность изменения ее в зависимости от режима работы двигателя; одинаковые условия впрыска для всех цилиндров при разных режимах и последовательности в соответствии с порядком работы двигателя.

На современных дизелях применяются системы впрыска топлива, реализующие разные способы организации подачи топлива в цилиндры. По схеме подвода топлива они бывают разделенные и неразделенные.

*В разделенной системе* топливо от отдельного топливного насоса высокого давления (ТНВД) (рис. 2.43, а) подается по трубопроводам к форсункам или же от насоса к топливной рампе высокого давления с форсунками в топливной системе типа «коммон рейл» (рис. 2.43, б).

*В неразделенной системе* топливный насос высокого давления и форсунка конструктивно объединены в один узел — насос-форсунку (рис. 2.43, в), а трубопровод высокого давления отсутствует, или же устанавливаются форсунки с индивидуальными топливными насосами (рис. 2.43, г).

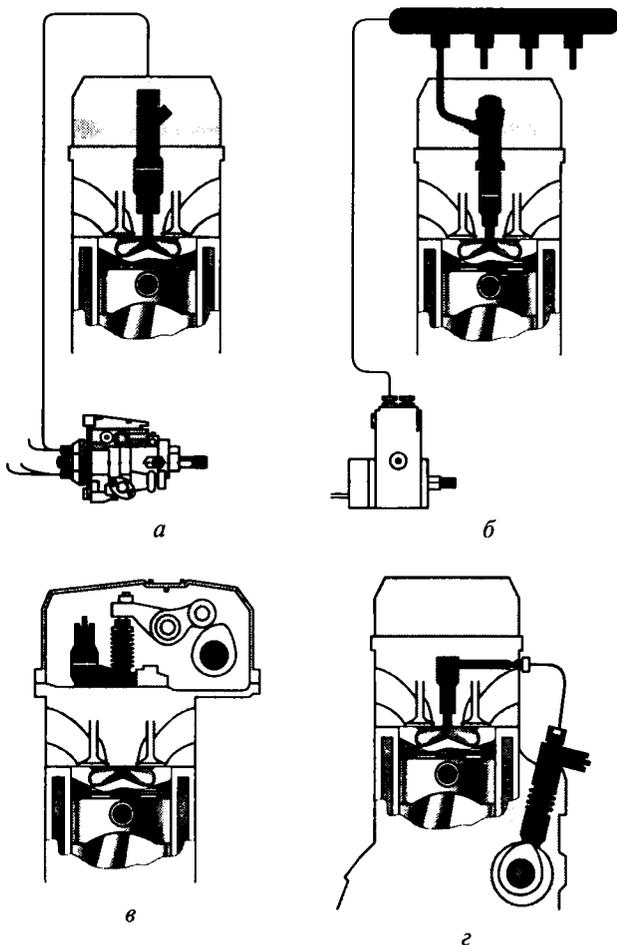


Рис. 2.43. Системы впрыска топлива на дизеле:

*а* — ТНВД; *б* — топливная система типа «коммон рейл» с топливной рампой высокого давления с форсунками; *в* — насос-форсунки; *г* — форсунки с индивидуальными топливными насосами

На отечественных машинах применяют в основном дизели, имеющие разделенную систему питания, состоящую из линий низкого и высокого давления. В линию высокого давления входят ТНВД 5 (рис. 2.44), трубопровод высокого давления 4 и форсунки 1. В линию низкого давления входят топливные баки 11 и 14, фильтры грубой 7 и тонкой 20 очистки топлива, топливоподкачивающий насос 17 и соединительные трубопроводы. Избыток топлива, подаваемый топливоподкачивающим насосом 17, вместе с попавшим в систему воздухом отводится в топливные баки 11 и 14

по трубопроводу 19 и 8. В бак 14 по трубопроводу 16 перепускается также топливо, просочившееся в полости пружин форсунок.

Процесс внутреннего смесеобразования в дизелях — это сложное явление, включающее в себя распыливание топлива и развитие топливного факела, прогрев, испарение, перегрев топливных паров и смешивание их с воздухом. При испарении и смешивании топлива в определенных пропорциях с воздухом обеспечивается быстрый и полный процесс сгорания топливной смеси. Практически начало смесеобразования совпадает с моментом начала впрыска топлива из распылителя форсунки, а окончание смесеобразования соответствует концу процесса его сгорания. Впрыскивание топлива происходит под действием перепада давлений в распыляющих отверстиях форсунок и камере сгорания.

Топливо должно быть раздроблено на мельчайшие капли, равномерно распределено в воздушной среде камеры сгорания и однородно распылено. Однако условия смесеобразования в дизелях менее благоприятны, чем в бензиновых двигателях. Основной при-

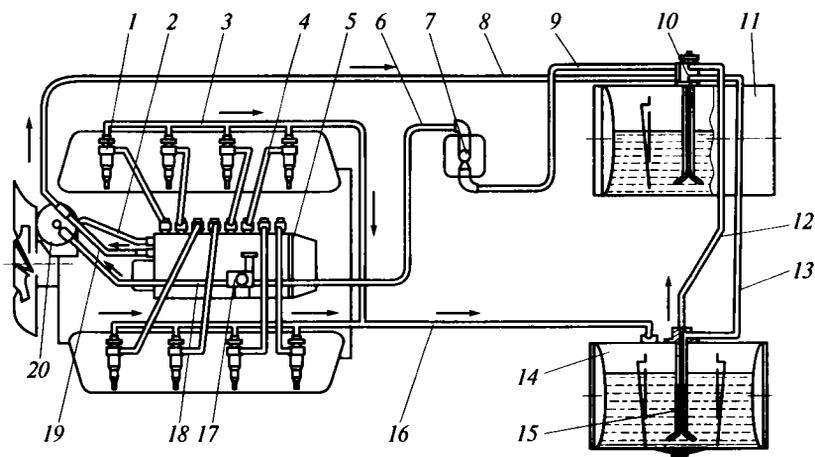


Рис. 2.44. Система питания двигателя ЯМЗ-238:

1 — форсунка; 2 — трубопровод подачи топлива к ТНВД; 3 — трубопровод отвода лишнего топлива от форсунок; 4 — трубопровод высокого давления (подача топлива к форсунке); 5 — ТНВД; 6 — трубопровод подачи топлива к подкачивающему насосу; 7 — фильтр грубой очистки топлива; 8 — трубопровод отвода лишнего топлива от фильтра тонкой очистки; 9 — трубопровод подачи топлива к фильтру грубой очистки; 10 — топливораспределительный кран; 11, 14 — топливные баки; 12 — трубопровод подачи топлива от левого бака к топливораспределительному крану; 13 — трубопровод слива топлива в левый бак; 15 — топливозаборник; 16 — трубопровод слива излишков топлива от форсунок; 17 — топливозаборник; 18 — трубопровод подачи топлива к фильтру тонкой очистки; 19 — трубопровод отвода излишков топлива от ТНВД; 20 — фильтр тонкой очистки топлива; —> — движение топлива

чиной этого является то, что время распыливания, смесеобразования и сгорания в дизеле (0,001...0,003 с) примерно в 10 раз меньше времени смесеобразования у бензиновых двигателей.

На качество распыливания оказывают влияние физические свойства газовой среды, которые к началу впрыскивания характеризуются высокими давлением (2,5...5,0 МПа), температурой (495...845 °С) и плотностью газа в камере сгорания. Исследованиями установлено, что распыливание улучшается при повышении давления впрыска, увеличении противодавления сжатого в камере сгорания воздуха, переходе к меньшим диаметрам сопловых отверстий форсунки. Однако с повышением плотности среды снижается дальность струи из-за увеличения сил аэродинамического сопротивления, что ухудшает равномерность распределения топлива по камере сгорания. Значительное влияние на распыливание оказывает при пуске дизеля температура окружающей среды. При ее снижении вязкость топлива возрастает, что затрудняет подачу и ухудшает условия распыливания топлива.

Существенное влияние на распыливание топлива и его смешение с воздухом оказывают конструкция и техническое состояние топливной аппаратуры. Для улучшения процесса сгорания топлива в дизеле всегда работу ведут на бедных смесях (коэффициент избытка воздуха  $\alpha > 1,0$ ), что приводит к понижению среднего эффективного давления и, следовательно, литровой мощности двигателя.

Качественное смесеобразование зависит во многом от конструкции камер сгорания. Форма их должна обеспечивать определенное направление и дальность струи впрыскиваемого топлива, организованное движение потока воздуха, интенсивное перемешивание топлива и воздуха, полное сгорание топлива при наименьшем количестве воздуха, плавное нарастание давления, умеренное максимальное давление при сгорании, минимальные тепловые потери. Различают неразделенные и разделенные камеры сгорания.

**Неразделенные камеры сгорания** имеют разные относительно простые формы (рис. 2.45) и выполняются в виде единого объема. Такие камеры обеспечивают объемное, пленочное и комбинированное смесеобразование.

При *объемном смесеобразовании* топливо распыляется в объеме камеры сгорания и лишь небольшая часть его попадает в пристеночный слой. Объемное смесеобразование осуществляется в неразделенных камерах сгорания, приведенных на рис. 2.45, а, б, д.

Топливо впрыскивается непосредственно в камеру сгорания из форсунки с рабочим давлением 15...20 МПа, имеющей многодырчатые распылители (пять—семь отверстий) с малым диаметром сопловых каналов (0,15...0,32 мм).

Камеры сгорания с непосредственным впрыском топлива имеют следующие основные достоинства: простую конструкцию головки цилиндра и компактную камеру сгорания; сравнительно

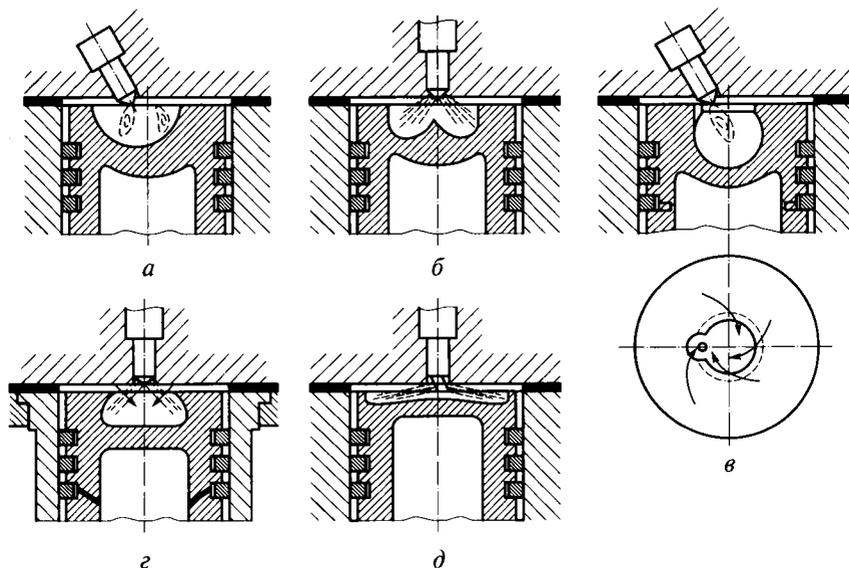


Рис. 2.45. Формы неразделенных камер сгорания:

*a* — полусферическая (дизели ВТЗ); *б* — тороидальная (четырёхтактные дизели ЯМЗ и АМЗ); *в* — сферическая (дизели типа МАН); *г* — коническая (типа ЦНИДИ); *д* — плоская (типа «Гессельман»);  $\longrightarrow$  — направление движения газа

низкие значения степени сжатия ( $\epsilon = 13 \dots 16$ ); хорошие пусковые свойства вследствие меньших тепловых потерь.

К основным недостаткам таких камер следует отнести повышенные значения коэффициента избытка воздуха на номинальных режимах ( $\alpha = 1,6 \dots 2,0$ ); высокое давление, характерное для процесса сгорания ( $p_z = 8 \dots 12$  МПа); высокую жесткость работы двигателя; повышенную чувствительность к качеству топлива; большие давления впрыска, необходимые для качественного смесеобразования. Все это повышает требования к топливной аппаратуре.

Двигатели с камерами сгорания непосредственного впрыска, показанные на рис. 2.45, *a*, *б*, обладают интенсивным образованием вихрей в процессе сжатия, для них не требуются высокие давления впрыска ( $p_{впр} = 12 \dots 18$  МПа), для них характерна умеренная скорость нарастания давления и высокая экономичность. На отечественных машинах непосредственный впрыск широко применяется в двигателях ЯМЗ, КамАЗ, А-03МЛ и др.

При пленочном смесеобразовании почти все топливо (90...95%) при впрыске направляется в пристеночную зону и распределяется на стенках камеры сгорания в виде тонкой пленки (10...15 мкм). При такой конструкции камеры сгорания форсунка смещена от оси цилиндра, и одна или две струи топлива направляются под

острым углом на стенку камеры сгорания, имеющей сферическую форму (рис. 2.45, в), чем достигается вращательное движение заряда. Первоначально воспламеняется часть топлива, попавшая в центральную часть камеры сгорания, где обычно движение заряда отсутствует и устанавливается наиболее высокая температура. В дальнейшем, по мере испарения и смешения с воздухом, горение распространяется на основную часть топлива, направленную в пристеночный слой.

Такой двигатель в наибольшей степени приспособлен к работе на топливах различного фракционного состава, в том числе на бензине. При пленочном смесеобразовании требуется менее тонкое распыливание топлива. Применяют форсунки с одним сопловым отверстием. Давление впрыска топлива не превышает 17...20 МПа.

Пленочное смесеобразование по сравнению с объемным обеспечивает лучшие экономические показатели двигателя, возможность использования более простой конструкции топливной аппаратуры. Основным недостатком являются низкие пусковые свойства двигателя при низких температурах в связи с малым количеством топлива, участвующего на начальной стадии сгорания.

*Комбинированное смесеобразование* (объемно-пленочное смесеобразование) реализуется при уменьшенном диаметре камеры сгорания, когда одна часть распыленного топлива достигает ее стенки и концентрируется в пристеночном слое (рис. 2.45, г), а другая — в пограничном слое заряда. Струи распыленного топлива попадают на стенку под острым углом и совершают сравнительно малый путь. На конической поверхности камеры оседает примерно 50 % топлива. При впуске в камеру вращательное движение заряда не создается, он приводится в движение при вытеснении его из надпоршневого пространства в камеру сгорания, тогда движение заряда становится подобно вихрю, скорость которого может быть 40...45 м/с.

Отличительной особенностью пленочного смесеобразования является встречное движение струй топлива и заряда, вытесняемого из надпоршневого пространства, что способствует увеличению количества топлива, находящегося во взвешенном состоянии в объеме камеры сгорания. Именно это и приближает процесс к объемному смесеобразованию. Форсунки применяют с распылителями, имеющими три — пять сопловых отверстий.

Существенным недостатком таких камер является большая высота головки поршня из-за значительной глубины камеры сгорания и высокая тепловая напряженность поршня, цилиндра и головки камеры сгорания.

*Разделенные камеры сгорания* имеют основную и вспомогательную полости, соединенные между собой каналом.

Основная полость камеры сгорания (50...60 % общего объема камеры) образуется надпоршневым пространством головки бло-

ка двигателя и фасонной выемкой на днище поршня, а вспомогательная полость, расположенная в головке блока, имеет обтекаемую форму в виде шара или цилиндра. Теплота из области этой полости отводится охлаждающей жидкостью, циркулирующей в головке.

Разделенные (вихревые) камеры сгорания (рис. 2.46) получили наибольшее применение. Ось канала направлена по касательной к внутренней сферической поверхности, поэтому в ней создается направленное вихревое движение впрыснутого топлива. При сжатии воздух из основной полости движется в вспомогательную (вихревую) камеру. Проходя через канал со скоростью 100...200 м/с, воздух дополнительно нагревается за счет температуры горловины (600...650 °С). Топливо впрыскивается через штифтовой распылитель и, увлекаемое вихревым воздушным потоком, интенсивно перемешивается с ним, самовоспламеняется и частично сгорает.

В результате воспламенения топлива давление в вихревой камере резко повышается, и горячий заряд начинает перетекать в основную полость камеры сгорания, где под воздействием вихревых потоков несгоревшая часть топлива перемешивается с недоиспользованным при горении воздухом и происходит быстрое его догорание. Процесс догорания в основной полости протекает в большой степени после ВМТ, что не вызывает резкого повышения давления над поршнем.

В дизелях с вихрекамерным смесеобразованием достигается бездымная работа при малых значениях коэффициента избытка воздуха ( $\alpha_{\min} = 1,15$ ). Значительно снижаются требования к качеству распыливания топлива и применяются форсунки закрытого типа с одним сопловым отверстием большого диаметра (1...2 мм). Давление впрыска топлива составляет 12...15 МПа и обеспечивается мягкая работа двигателя. Дизельные двигатели

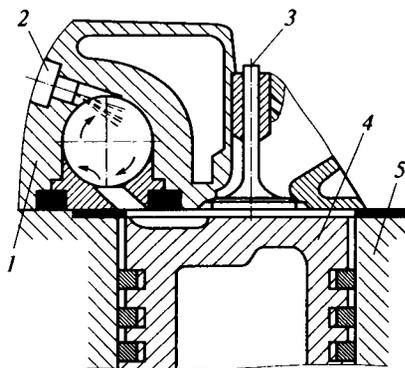


Рис. 2.46. Разделенная (вихревая) камера сгорания:

1 — головка блока; 2 — форсунка; 3 — клапан; 4 — поршень; 5 — блок-картер;  
 → — направление движения газа

с вихрекамерным смесеобразованием являются наиболее быстроходными из всех дизелей.

Основные недостатки разделенных камер сгорания: низкие пусковые свойства в связи с интенсивным отводом теплоты; высокий удельный расход топлива из-за значительных затрат энергии на перетекание газов из одной полости в другую; сложная конструкция камеры сгорания и повышенные тепловые напряжения отдельных деталей.

### **2.8.2. Топливные насосы высокого давления и форсунки**

Топливные насосы высокого давления (ТНВД) классифицируются по конструктивному исполнению, методу дозирования подачи топлива и числу секций.

*По конструктивному исполнению* топливные насосы бывают золотниковые (плунжерные) и клапанные. Чаще всего на двигатели устанавливают топливные насосы плунжерного типа, в которых необходимое давление создается работой плунжерной пары (плунжер — гильза).

*По методу дозирования* топлива, или изменения цикловой подачи, различают насосы с отсечкой и с дросселированием на впуске. Наибольшее применение имеют насосы первого типа, в которых плунжер нагнетает топливо и управляет закрыванием и открыванием наполнительного и отсечного отверстий гильзы.

Топливные насосы бывают многосекционные и распределительные.

*Многосекционные насосы* имеют число секций, равное числу цилиндров; секции могут быть расположены в одном корпусе в один ряд или, как например плунжерные секции в насосах двигателей КамАЗ-740, в два ряда под углом  $75^\circ$  одна к другой. Секции приводятся в действие от общего кулачкового вала, получающего вращение через шестеренный привод от распределительного вала двигателя.

*Распределительные насосы* имеют одну или две секции (кратное числу цилиндров). Каждая секция может подавать топливо в несколько цилиндров двигателя.

Наибольшее применение находят многоплунжерные топливные насосы с золотниковым регулятором цикловой подачи топлива и постоянным ходом плунжера. Такой насос состоит из корпуса 18 (рис. 2.47), плунжерных секций, кулачкового вала 16, регулятора частоты вращения и муфты опережения впрыска. Каждая секция насоса имеет гильзу 7 с движущимся внутри нее плунжером 8. Гильзы установлены в расточках корпуса насоса и фиксируются в нем стопорными винтами.

Сверху к гильзе прилегает седло нагнетательного клапана 3, которое прижимается к торцевой поверхности гильзы нажимным

штуцером 1, ввернутым в корпус насоса. К штуцеру присоединен нагнетательный трубопровод высокого давления.

Плунжеры всех секций приводятся в движение от общего кулачкового вала 16. Кулачок действует на плунжер 8 через роликовый толкатель 17, который постоянно прижимается к кулачку пружины 9. Под действием этой пружины, опирающейся на тарелки 11, плунжер движется вниз. Поворачиванию толкателя препятствует ось ролика, которая имеет выступы, входящие в пазы на расточках корпуса. Для регулировки момента начала подачи топлива в роликовый толкатель 17 ввернут регулировочный болт 12, фиксируемый контргайкой.

**Принцип работы секции топливного насоса** следующий. Каждая секция состоит из нагнетательного клапана 8 (рис. 2.48, а) и плунжерной пары (рис. 2.48, б). В плунжерную пару входит плунжер 13 и гильза 14. Нагнетательный клапан состоит из седла 9 (см. рис. 2.48, а), которое устанавливается непосредственно на верхний торец гильзы, и собственно клапана 8. Клапан имеет конусную фаску 21, цилиндрический разгрузочный пояс 22 и направляющую часть с пазами для прохода топлива. Сверху клапан прижимается к седлу пружины 6.

На наружной цилиндрической поверхности плунжера выполнена канавка кольцевой формы и выемка 2 с винтовой кромкой, которая при помощи осевого 23 и радиального 24 отверстий сообщается с пространством над плунжером.

Цилиндрическая верхняя часть плунжера входит в гильзу, которая имеет два радиальных отверстия: верхнее 10 — является впускным, а нижнее 5 — перепускным. Эти отверстия соединены с продольными каналами 4, 11 в головке топливного насоса, в которые топливо поступает от подкачивающей помпы.

Детали плунжерной пары, изготовленные с высокой точностью из легированных сталей, индивидуально подбирают одну к другой, обеспечивая зазор между соприкасающимися поверхностями примерно 0,0015 мм. Разукомплектовывать плунжерные пары нельзя, так как от точности изготовления и сборки зависит плотность плунжерной пары и давление впрыска топлива.

Кроме возвратно-поступательного движения плунжер может поворачиваться в гильзе при приложении усилия к поводку по стрелкам А (см. рис. 2.48, б).

Работа насосной секции осуществляется следующим образом. При движении плунжера 13 вниз топливо через впускное отверстие 10 (рис. 2.48, в) за счет разрежения засасывается в полость над плунжером. Нагнетательный клапан 8 закрыт под действием пружины 6. При ходе плунжера вверх вначале перекрывается впускное отверстие 10 (рис. 2.48, г). В изолированной полости над плунжером топливо сжимается, и при определенном давлении нагнетательный клапан 8 открывается и топливо по трубопроводу вы-

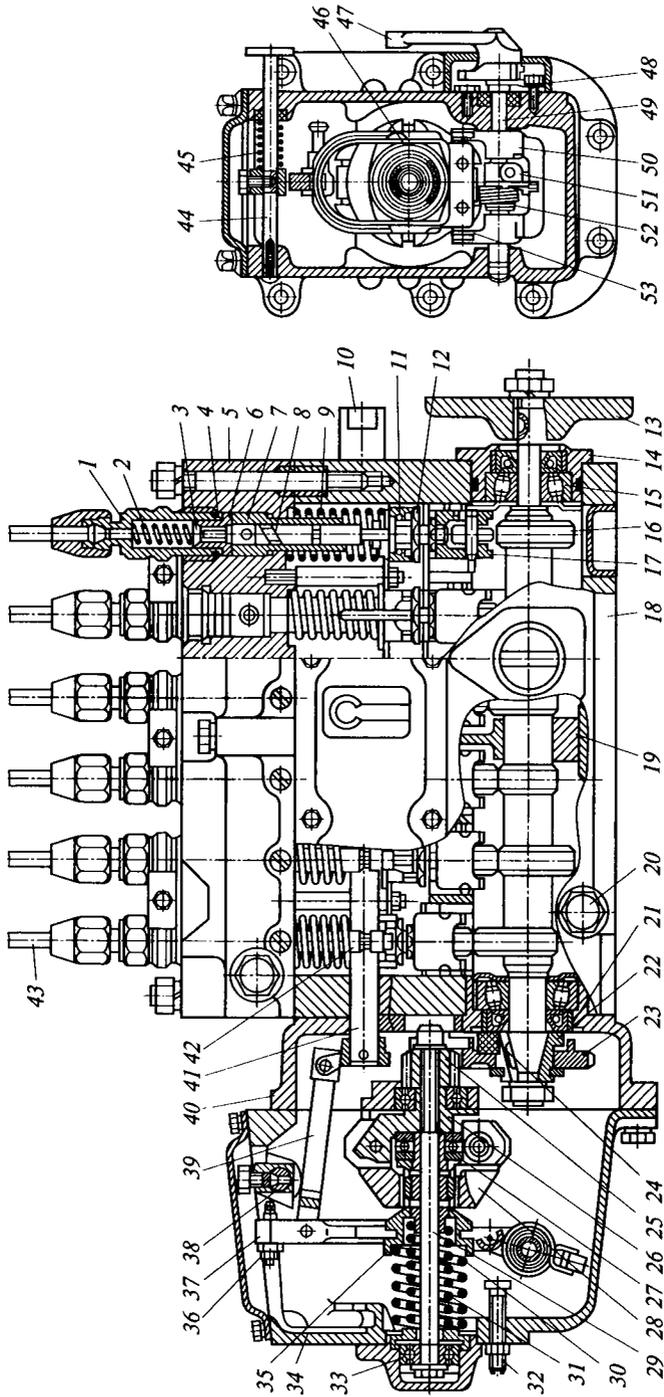


Рис. 2.47. Многоплунжерный топливный насос с золотниковым регулятором цикловой подачи топлива и постоянным ходом плунжера:

1 — нажимной штуцер; 2 — пружина нагнетательного клапана; 3 — нагнетательный клапан; 4 — прокладка; 5 — головка топливного насоса; 6 — седло нагнетательного клапана; 7 — гильза; 8 — плунжер; 9 — пружина плунжера; 10 — колпак рейки; 11 — тарелка пружины плунжера; 12 — регулировочный болт толкателя; 13 — фланец; 14 — букса топливного насоса; 15 — подшипник кулачкового вала; 16 — кулачковый вал; 17 — роликовый толкатель плунжера; 18 — корпус топливного насоса; 19 — промежуточная опора кулачкового вала; 20 — пробка сливная; 21 — манжета; 22 — втулка шестерни; 23 — шестерня кулачкового вала; 24 — резиновые элементы; 25 — шестерня валика регулятора; 26 — крестовина грузов; 27 — упорный шариковый подшипник; 28 — груз регулятора; 29 — валик регулятора; 30, 31 — пружины регулятора наружная и внутренняя; 32 — винт-упор; 33 — шариковый подшипник регулятора; 34 — корпус регулятора; 35 — муфта; 36 — регулировочный винт; 37 — вилка тяги регулятора; 38 — призма обогатителя; 39 — тяга рейки; 40 — фланец регулятора; 41 — рейка топливного насоса; 42 — хомут; 43 — топливопровод высокого давления; 44 — валик обогатителя; 45 — пружина валика обогатителя; 46 — палец; 47 — рычаг регулятора; 48 — крышка; 49 — валик; 50 — кронштейн; 51 — поводок; 52 — двойная пружина; 53 — ось

сокого давления поступает к форсунке. Подача топлива будет продолжаться до тех пор, пока винтовая кромка выемки 2 на плунжере не откроет перепускное отверстие продольного канала 4 (рис. 2.48, д). Давление в полости над плунжером при этом резко снижается. Нагнетательный клапан под действием упругости пружины закрывается. При этом в седло 9 (см. рис. 2.48, б) входит вначале цилиндрический поясok 22, который, действуя как поршень, отсосет топливо из топливопровода высокого давления, а затем на седло садится конусная фаска 21. Это приведет к быстрому падению давления в топливопроводе и к резкому прекращению впрыска топлива в камеру сгорания.

Количество подаваемого в цилиндр дизеля топлива определяется ходом  $H$  (рис. 2.49) нагнетания плунжера от момента перекрытия впускного канала 5 до момента открывания винтовой кромкой 6 (точка  $K'$ ) перепускного канала 2 в гильзе. В свою очередь момент открывания перепускного отверстия винтовой кромкой зависит от угла поворота плунжера  $\alpha$ . При повороте плунжера за поводок 7 против часовой стрелки винтовая кромка плунжера позднее открывает перепускное отверстие в гильзе (угол  $KK'$  увеличивается). В результате количество топлива, подаваемого в цилиндр двигателя, увеличивается. Возрастает и мощность двигателя. При повороте плунжера по часовой стрелке произойдет обратная картина (угол  $KK'$  уменьшается). В результате чего подача топлива будет уменьшаться, что приведет к снижению мощности дизеля.

Поворот всех плунжеров в топливном насосе осуществляется одновременно при перемещении рейки 41 (см. рис. 2.47) с хомути-

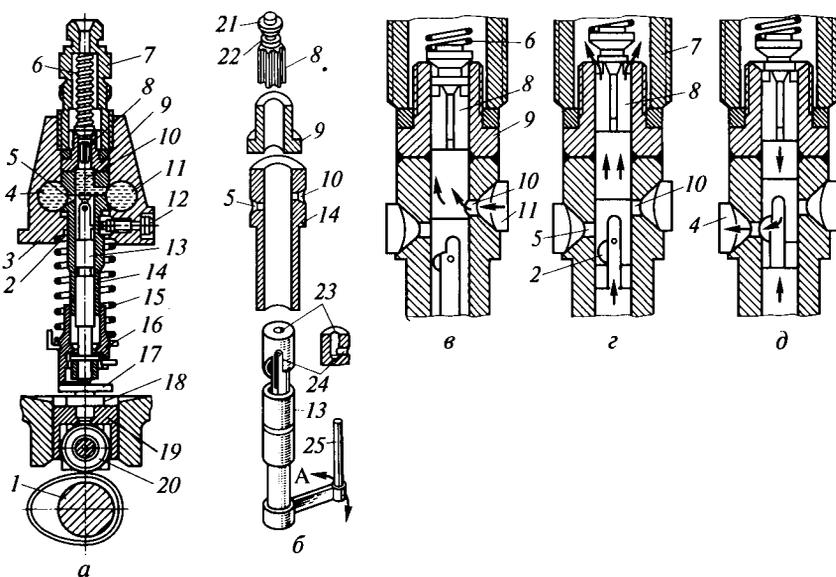


Рис. 2.48. Устройство и работа секции топливного насоса:

*а* — секция топливного насоса; *б* — плунжерная пара; *в* — процесс пуска топлива в плунжерную пару; *г* — начало нагнетания топлива в магистраль; *д* — процесс перепуска топлива; 1 — кулачковый вал; 2 — выемка с винтовой кромкой; 3 — головка топливного насоса; 4, 11 — продольные каналы в головке; 5 — перепускное отверстие; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — штуцер; 8 — нагнетательный клапан; 9 — седло нагнетательного клапана; 10 — впускное отверстие; 12 — стопорный винт; 13 — плунжер; 14 — гильза; 15 — пружина; 16 — тарелка плунжера; 17 — регулировочный болт; 18 — контргайка; 19 — толкатель; 20 — ролик толкателя; 21 — конусная фаска; 22 — цилиндрический разгрузочный пояс нагнетательного клапана; 23, 24 — осевое и радиальное отверстия; 25 — поводок; —> — направление движения топлива; А — направление приложения усилия к поводку

ками 42, в каждом из которых подвижно расположен цилиндрический палец поводка 25 (см. рис. 2.48, б) соответствующего плунжера. У ряда дизелей вместо поводков установлены зубчатые секторы.

Момент начала подачи топлива определяется положением торца плунжера относительно верхней кромки впускного отверстия в гильзе. Момент подачи топлива плунжерной парой может быть изменен при помощи регулировочного болта 17 (см. рис. 2.48, а) (с контргайкой 18) толкателя 19. При вывертывании болта плунжер поднимается, перекрывает впускное отверстие и начинает подачу топлива. При ввертывании регулировочного болта все происходит наоборот.

*Форсунка* предназначена для впрыска в цилиндр тонкораспыленного топлива и равномерного распределения его по объему камеры сгорания. Различают форсунки открытые и закрытые.

В открытых форсунках полости камеры сгорания и магистрали высокого давления постоянно соединены между собой.

Открытые форсунки находят ограниченное применение на автотракторных двигателях. Основными недостатками таких форсунок являются нестабильность давления впрыска от рабочих режимов двигателя, которое не регулируется; плохое распыливание топлива при малой частоте вращения коленчатого вала; подтекание топлива через форсунку в цилиндр.

В закрытых форсунках эти полости разъединены запорным устройством и сообщаются только в момент впрыска топлива.

Закрытые форсунки по сравнению с открытыми имеют ряд преимуществ: период впрыска топлива значительно короче и качество распыливания лучше, особенно при работе двигателя на малых частотах и нагрузках; отсутствие подтекания топлива; проще регулировка давления. В закрытых форсунках применяют распылители штифтовые и бесштифтовые.

Закрытые форсунки с бесштифтовыми распылителями и гидравлическим управлением обычно устанавливают в неразделенных камерах сгорания. Такая форсунка состоит из стального корпуса 2 (рис. 2.50, а), к которому гайкой 15 присоединен корпус распылителя 16. В корпусе распылителя установлена игла 17. В нижней части распылителя имеются сопловые отверстия для впрыска топлива. В хвостовик иглы упирается конец штанги 1, верхняя часть которой служит опорой для возвратной пружины 9.

Давление впрыска регулируется винтом 3 который осуществляет сжатие пружины 9. Топливо подается к форсунке по трубопроводу 12 высокого давления. Пройдя предохранительный фильтр 13, топливо попадает во внутренние каналы А форсунки, а также в кольцевую полость Б вокруг иглы.

Впрыск происходит, когда давление топлива, создаваемое насосом, превысит усилие пружины 9, в результате игла поднимется и откроет проход для топлива к сопловым отверстиям распылителя. За счет высокого давления впрыскивания и малого диаметра отверстия

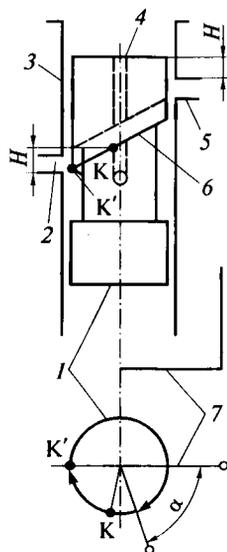


Рис. 2.49. Схема изменения подачи топлива с помощью винтовой кромки плунжера:

1 — плунжер; 2 — перепускной канал; 3 — гильза; 4 — канал в плунжере; 5 — впускной канал; 6 — винтовая кромка; 7 — поводок;  $H$  — ход нагнетания плунжера;  $KK'$  — угол поворота плунжера, соответствующий ходу  $H$  нагнетания плунжера;  $\alpha$  — угол поворота плунжера за поводок

топливо интенсивно распыляется. После прекращения подачи топлива насосом давление в кольцевой полости снижается и под действием упругости пружины 9 игла опускается и плотно закрывает доступ топлива к сопловым отверстиям распылителя. Этот момент соответствует окончанию впрыска топлива.

Наиболее важным элементом форсунки является распылитель, носок его с отверстиями выступает в камеру сгорания и подвержен воздействию высоких температур. Количество и направление сопловых отверстий распылителя зависят от формы камеры сгорания и способа смесеобразования. Число отверстий колеблется от 4 до 6, их диаметр 0,15...0,35 мм.

*Закрытые форсунки со штифтовыми распылителями* используются в разделенных камерах сгорания. Такая форсунка имеет принципиально такую же конструкцию, что и форсунка с бесштифтовым распылителем, отличается лишь конструкцией сопловой части. Сопловое отверстие образуется цилиндрическим штифтом (рис. 2.50, б) иглы распылителя, входящим в сопловый канал. Конец штифта имеет заточку в виде двух конусов.

При посадке иглы на седло нижний конец штифта образует сопловый кольцевой канал переменной сечением. При впрыске

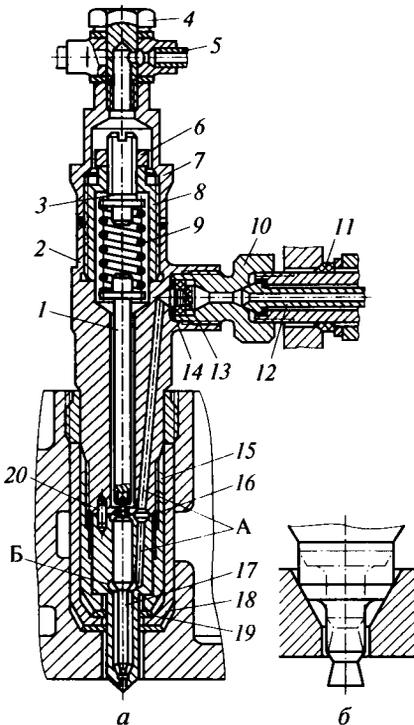


Рис. 2.50. Закрытая форсунка:

*a* — с бесштифтовым распылителем; *б* — расположение цилиндрического штифта в сопловом канале распылителя; 1 — штанга; 2 — корпус форсунки; 3 — регулировочный винт; 4 — болт поворотного угольника; 5 — трубка слива; 6 — контргайка; 7 — колпак форсунки; 8 — гайка пружины; 9 — пружина; 10 — штуцер; 11 — уплотнение; 12 — трубопровод высокого давления; 13 — предохранительный фильтр; 14 — прокладка; 15 — гайка распылителя; 16 — корпус распылителя; 17 — игла; 18 — стаканчик форсунки; 19 — медная прокладка; 20 — штифт; А — каналы; Б — кольцевая полость вокруг иглы распылителя

топлива игла поднимается, и площадь поперечного сечения соплового канала изменяется в зависимости от подъема иглы. Факел топлива, впрыскиваемого через штифтовой распылитель, имеет форму полого конуса, вследствие чего увеличивается поверхность его соприкосновения с воздушным зарядом.

Штифтовые форсунки обеспечивают более мелкое распыливание топлива, чем бесштифтовые, поэтому давление впрыска топлива в них ниже, чем в последних. Они также малочувствительны к засорению.

В неразделенной системе питания дизелей устанавливаются насос-форсунки (см. рис. 2.43, в), применяемые для получения высокого давления впрыска, превышающего 100 МПа.

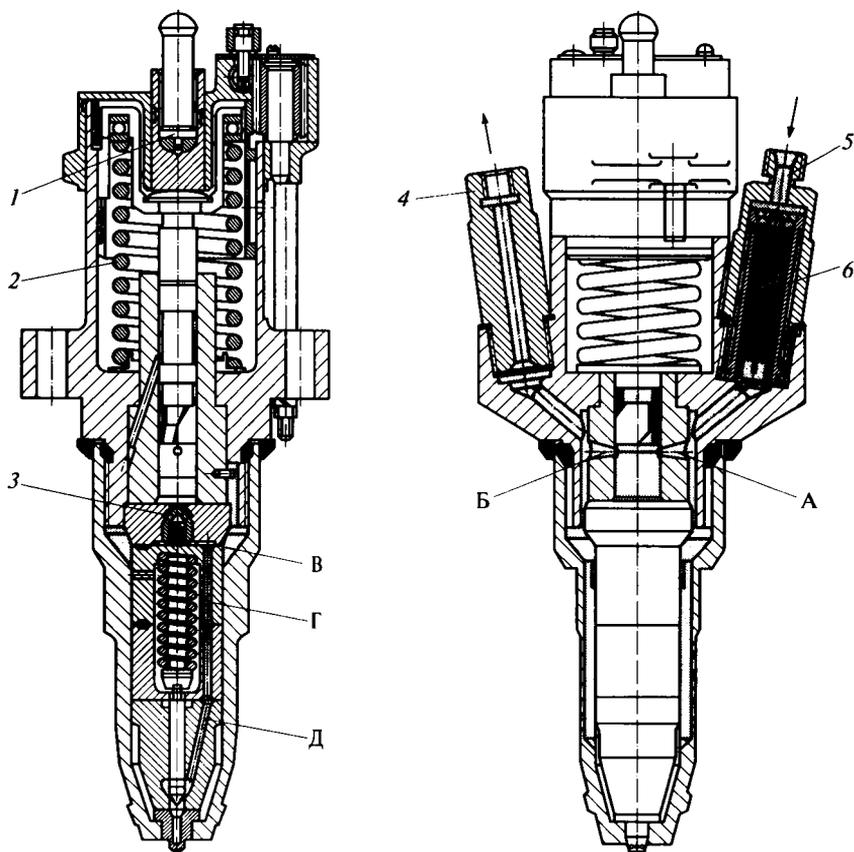


Рис. 2.51. Насос-форсунка дизеля:

1 — привод; 2 — возвратная пружина; 3 — нагнетательный клапан; 4, 5 — штуцеры; 6 — предохранительный щелевой фильтр; А и Б — впускное и отсекающее отверстия втулки; В, Г, Д — каналы;  $\longrightarrow$  — движение топлива

*Насос-форсунка* объединяет в одном агрегате насосную секцию и распылитель форсунки. Это позволяет избежать применения толстостенных трубопроводов высокого давления. Насос-форсунки устанавливаются непосредственно в крышке цилиндра и имеют индивидуальный привод.

Топливо поступает в насос-форсунку через штуцер 5 (рис. 2.51) с предохранительным щелевым фильтром 6. Омывая внутренние детали форсунки, топливо охлаждает их, а затем отводится в систему через штуцер 4. В крайнем верхнем положении плунжера топливо, протекая через впускное А и отсекающее Б отверстия втулки, заполняет полость под плунжером.

При движении плунжера вниз под действием привода 1 нижняя кромка плунжера перекрывает сначала отсекающее Б, а затем впускное А отверстия. При дальнейшем движении вниз топливо сжимается как в подплунжерной полости, так и в каналах В, Г, Д (после открывания нагнетательного клапана 3), а также и в полости под запорным конусом иглы форсунки. При рабочем давлении игла форсунки поднимается, пропускает топливо к сопловым отверстиям и происходит впрыск топлива в камеру сгорания. Когда при движении вниз отсечная кромка плунжера открывает отсечное отверстие втулки, давление в подплунжерной полости падает, и нагнетательный клапан 3 садится на седло, прекращая поступление топлива к сопловым отверстиям.

При движении под действием возвратной пружины 2 плунжера вверх с момента перекрывания отверстий А и Б втулки верхней кромкой плунжера до момента открывания впускных отверстий нижней кромкой плунжера создается разрежение и топливо всасывается, после чего цикл повторяется.

### **2.8.3. Элементы системы питания**

*Топливоподкачивающий насос* служит для прокачивания топлива через фильтры и подачи его под давлением к топливному насосу. Для большинства дизелей применяют топливopодающий насос поршневого типа.

Работает топливopодачивающий насос следующим образом. При перемещении под действием пружины 5 (рис. 2.52) поршня вниз по направлению к эксцентрику кулачкового вала 1 в полости А создается разрежение, в результате которого топливо, пройдя через впускной клапан 7, будет заполнять полость А над поршнем. В это время топливо, находящееся под поршнем в полости Б, выталкивается в топливопровод, ведущий к фильтру тонкой очистки. При обратном ходе поршня под действием вращающегося эксцентрика и толкателя 2 давление в полости А увеличивается. Закрывается выпускной клапан, и топливо через нагнетательный

клапан 6 будет выталкиваться в полость Б. После этого работа поршня повторяется.

На корпусе топливopодкачивающего насоса над всасывающим клапаном смонтирован насос 8 ручной подкачки поршневого типа, при помощи которого система питания заполняется топливом или при необходимости из нее удаляется воздух при затрудненном пуске дизеля. При ручном перемещении рукоятки с поршнем 9 вверх топливо под действием разрежения заполняет полость А, при движении поршня вниз давление в полости А растет, впускной клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается и топливо подается в фильтр тонкой очистки.

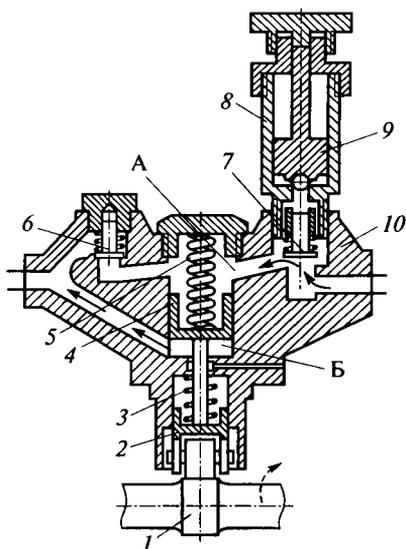
*Топливные фильтры* обеспечивают очистку топлива от механических примесей и отделение воды. Они входят в систему топливоподачи и подразделяются на фильтры предварительной, грубой и тонкой очистки.

Фильтры предварительной очистки устанавливают в горловине топливного бака. Данные фильтры предназначены для удержания крупных механических частиц и изготовлены в виде сетки.

Фильтры грубой очистки топлива (рис. 2.53) применяют для удержания относительно крупных (около 70 мкм) частиц. Их устанавливают перед топливоподающим насосом, они задерживают до 20 % механических примесей и до 60 % влаги. Фильтрующими элементами являются набранные на стержень круглые с продолговатыми отверстиями и звездообразные с выступами металлические конусные пластины или гофрированный металлический стакан с плотно навитой латунной лентой, имеющей с одной стороны выступы толщиной 0,07 мм.

Рис. 2.52. Топливopодкачивающий насос с приводом от эксцентрика вала топливного насоса:

- 1 — кулачковый вал топливного насоса;
- 2 — толкатель; 3 — пружина толкателя;
- 4 — поршень; 5 — пружина поршня; 6 — нагнетательный клапан;
- 7 — впускной клапан; 8 — насос ручной подкачки; 9 — поршень; 10 — корпус; А, Б — полости;
- > — направление движения топлива;
- > — направление вращения кулачкового вала



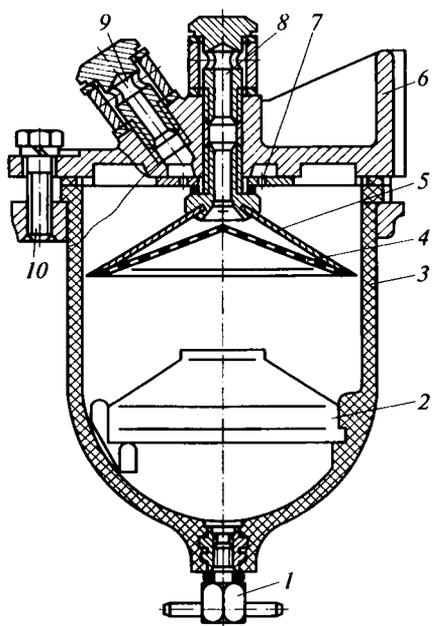


Рис. 2.53. Фильтр грубой очистки топлива:

1 — пробка для слива отстоя; 2 — успокоитель; 3 — пластмассовый стакан; 4 — фильтрующий элемент; 5 — отражатель; 6 — корпус; 7 — диск; 8 — штуцер вывода топлива; 9 — штуцер ввода топлива; 10 — стяжной болт

Фильтры тонкой очистки топлива (рис. 2.54) тракторного дизеля обеспечивают высокую степень очистки топлива. С их помощью осуществляется отсев частиц крупностью до 2...5 мкм, они задерживают 96...97% примесей. Фильтрующим элементом в фильтрах служит длиноволокнистая некрутящаяся хлопчатобумажная пряжа, бумажные или картонные фильтрующие элементы. Бумажные фильтрующие элементы выполняются в виде спиральной гармошки из свернутой гофрированной полосы. Однако бумажные фильтрующие элементы быстро забиваются, и часть топлива в дальнейшем не фильтруется, поэтому в настоящее время все большее распространение получают картонные фильтры тонкой очистки.

Число фильтров тонкой очистки зависит от часового расхода топлива. Чем он больше, тем большее число фильтров тонкой очистки должно быть подключено на параллельную работу. В ряде конструкций фильтров тонкой очистки для их промывки в крышках расположен двух- или трехходовой кран.

При прокачке систем питания открывают вентиль и ручным насосом качают до появления сплошной струи топлива без наличия в ней пузырьков воздуха и воды.

*Топливный бак* изготавливают штамповкой из листовой стали. Сверху бак имеет заправочную горловину, внутри которой установлен сетчатый фильтр, а у тракторных двигателей еще и мерная линейка.

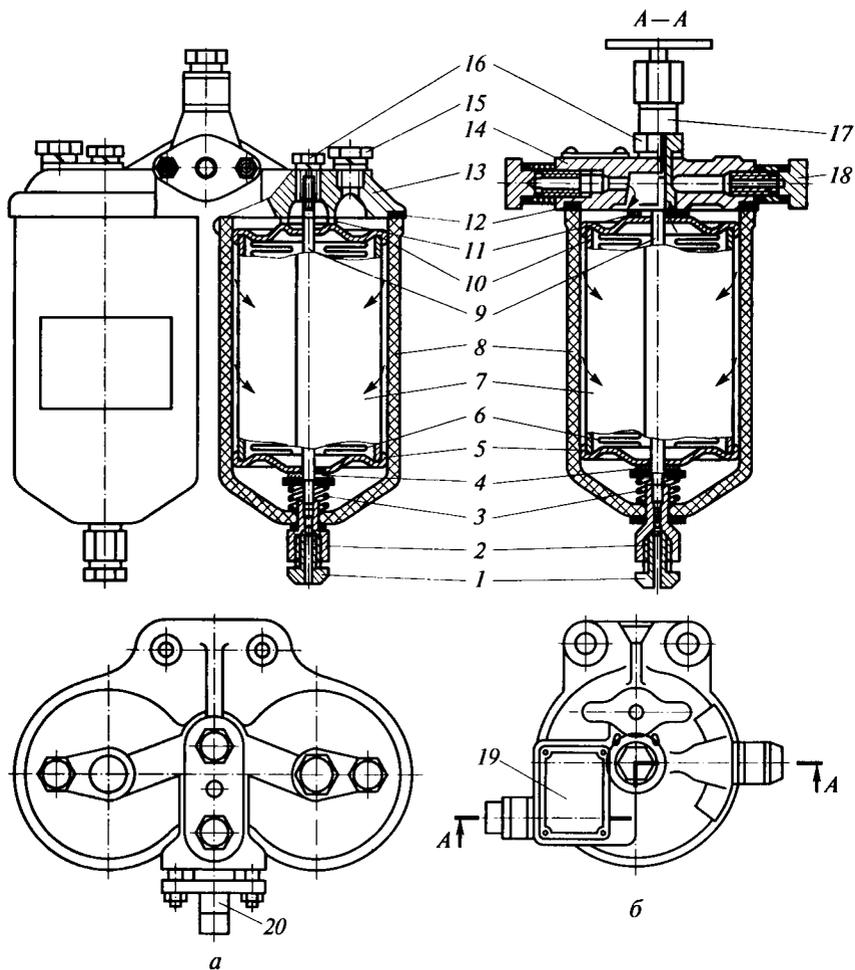


Рис. 2.54. Фильтры тонкой очистки топлива тракторного дизеля:

*a* — основной; *б* — контрольной; 1 — сливной болт; 2 — стяжной болт; 3 — пружина; 4 — войлочная прокладка; 5, 10 — жестяные крышки; 6 — фильтрующая штора; 7 — картонная обечайка; 8 — корпус; 9 — стяжная шпилька; 11 — прокладка; 12 — паронитовая прокладка; 13, 14 — крышки; 15 — болт для выпуска воздуха; 16 — стяжная гайка; 17 — продувочный вентиль; 18 — болт; 19 — таблица; 20 — узел промывки (трехходовой кран);  $\rightarrow$  — направления движения топлива

Горловина закрывается крышкой, являющейся одновременно клапаном-сапуном. На баке установлены заборная трубка для подвода топлива к двигателю, а внизу расположен кран для слива топлива или его отстоя. К баку могут подходить трубопроводы, перепускающие избыток топлива из системы.

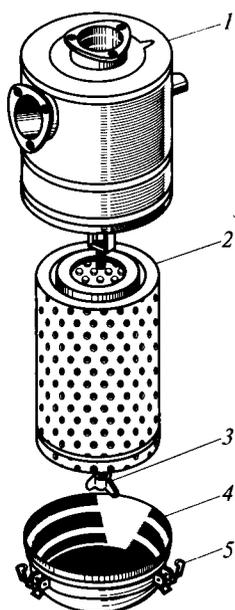


Рис. 2.55. Воздушный фильтр двигателя КамАЗ:  
 1 — корпус фильтра; 2 — фильтр; 3 — гайка-барашек; 4 — крышка фильтра; 5 — серьга крепления крышки

*Воздухоочиститель* обеспечивает очистку воздуха, поступающего в камеру сгорания двигателя. На дизелях тракторов применяется двухступенчатый воздухоочиститель сухого типа или с масляной ванной. В воздухоочистителях сухого типа первой ступенью служит моноциклон, а вторая ступень выполнена в виде цилиндра с двумя бумажными фильтрами. В моноциклоне поток воздуха получает вращательное движение, и частицы за счет центробежной силы отбрасываются к стенкам и попадают в бункер, из которого отсасывается с выхлопными газами. У автомобильных дизелей (на двигателях КамАЗ) преимущественно применяются одно- или двухступенчатые воздушные фильтры (рис. 2.55) со сменными бумажными фильтрующими элементами.

*Турбокомпрессор* предназначен для принудительного нагнетания в цилиндры дизеля воздуха под определенным давлением, что способствует эффективному сгоранию увеличенной дозы впрыскиваемого топлива и обеспечивает повышение мощности дизеля. Турбокомпрессор представляет собой одноступенчатый центробежный компрессор с приводом от радиальной центробежной турбины, работающей от энергии потока отработавших газов. Турбокомпрессоры установлены на многих современных дизелях.

Турбокомпрессор состоит из двух колес (колесо турбины 16 (рис. 2.56) и колесо компрессора 22) и трех корпусов (корпус турбины 10, корпус компрессора 3 и средний корпус 20). Ротор турбокомпрессора подвергается динамической балансировке, так как при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля он совершает до 40 тыс. оборотов в минуту.

Вал 15 ротора вращается в бронзовом подшипнике 6. Смазка подшипника осуществляется моторным маслом, поступающим из смазочной системы дизеля через дополнительный масляный фильтр турбокомпрессора.

Отработавшие газы из цилиндров дизеля, пройдя по выпускному коллектору, поступают через сопловый венец 17 на лопатки колеса 16 турбины, приводя его во вращение вместе с валом 15 ротора и колесом 22 компрессора. Из турбины отработавшие газы выходят через выпускную трубу в атмосферу.

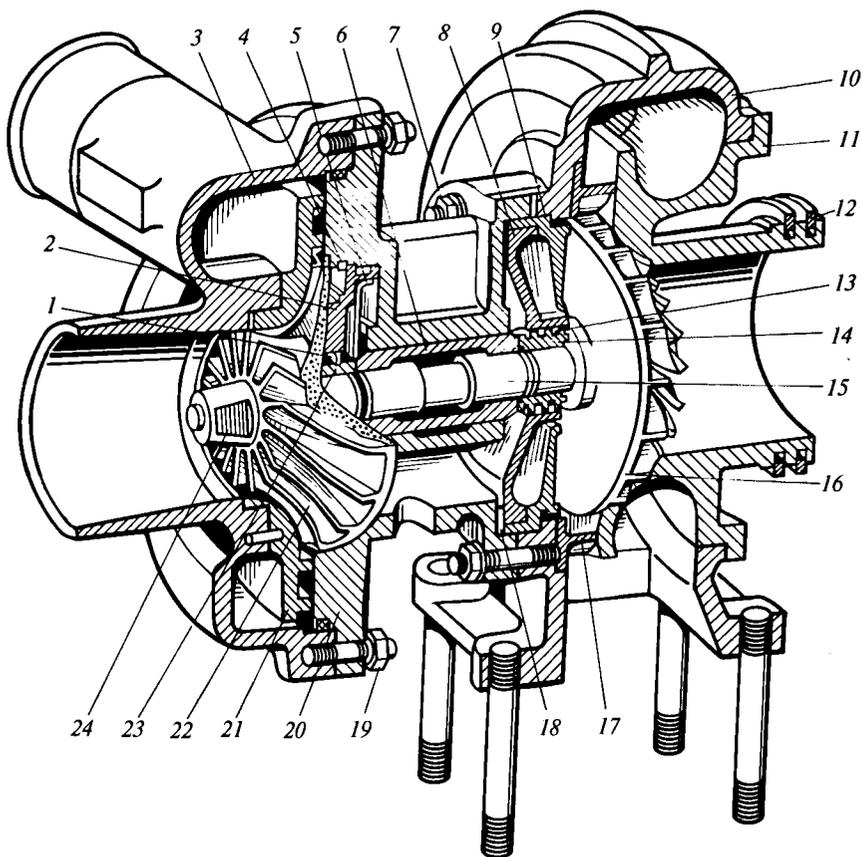


Рис. 2.56. Турбокомпрессор:

1, 13 — кольца уплотнительные; 2 — диск уплотнения компрессора; 3 — корпус компрессора; 4 — кольцо стопорное; 5 — щиток; 6 — подшипник; 7 — гайка крепления корпуса турбины; 8 — диск уплотнения турбины; 9 — экран; 10 — корпус турбины; 11 — вставка турбины; 12 — кольца уплотнения соединения с выпускной трубой; 14 — втулка уплотнения; 15 — вал ротора; 16 — колесо турбины; 17 — венец сопловый; 18 — прокладка; 19 — гайка крепления корпуса компрессора; 20 — средний корпус; 21 — вставка компрессора; 22 — колесо компрессора; 23 — маслоотражатель; 24 — гайка специальная

Колесо 22 компрессора, вращаясь с большой скоростью, создает разрежение во вставке 21 и воздух, всасываясь через воздухоочиститель, поступает на лопатки колеса 22 компрессора. Под действием центробежной силы воздух под давлением нагнетается через впускной коллектор в цилиндры дизеля. Турбокомпрессор при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля нагнетает воздух в цилиндры под давлением 0,005...0,006 МПа.

#### 2.8.4. Регулирование топливоподачи в дизелях

Устойчивую работу двигателя на всех заданных трактористом режимах от холостого хода до максимальной частоты вращения коленчатого вала обеспечивает всережимный регулятор. Это достигается посредством изменения положения рейки топливного насоса высокого давления, т.е. подачей топлива. На автомобильных дизелях кроме этого устанавливается муфта опережения впрыска топлива.

*Всережимный регулятор* облегчает управление, улучшает экономичность и долговечность двигателя. Работа и устройство всережимного золотникового регулятора показаны ранее на рис. 2.47. При работе дизеля на повышенных оборотах вращающиеся грузы 28 регулятора под действием центробежных сил расходятся и перемещают влево муфту 35. Вместе с муфтой перемещается вилка 37 тяги регулятора и соединенная с ней посредством тяги 39 и шарниров рейка 41 топливного насоса. Перемещение рейки влево приведет к снижению подачи топлива в цилиндры и уменьшению угловой скорости двигателя, а соответственно, и грузов. Сила давления муфты на наружные 30 и внутренние 31 пружины регулятора уменьшится, и она будет возвращать рычаг и связанные с ним тягу и рейку в такое положение, при котором сила сжатия пружин будет уравновешена центробежной силой вращающихся грузов. Восстановленный скоростной режим работы двигателя определяется усилием сжатия пружин. При снижении числа оборотов ниже установленных происходят обратные действия.

Усилие сжатия пружин зависит от положения оси вращения вилки 37 тяги регулятора, а также от места положения конца регулировочного винта 36 на наклонной поверхности призмы 38 обогатителя. В свою очередь положение этих органов зависит от направления поворота кронштейна 50. При его повороте против часовой стрелки до упора в винт конец регулировочного винта, скользя по наклонной поверхности призмы обогатителя, занимает крайнее левое положение, а рейка топливного насоса перемещается в крайнее правое положение. При этом обеспечивается наибольшая подача топлива в цилиндры работающего двигателя. По мере поворота кронштейна 50 по часовой стрелке подача топлива в цилиндры будет уменьшаться. Одновременно будут уменьшаться частота вращения коленчатого вала и мощность дизеля.

Поворот кронштейна регулятора осуществляется воздействием через расположенную в кабине трактора педаль или рычаг управления на величину подачи топлива, которые тягами связаны с рычагом 47, валиком 49 и кронштейном 50.

Для обеспечения максимальной подачи топлива при пуске дизеля призму 38 обогатителя кнопкой, расположенной снаружи на корпусе регулятора, выводят из-под конца регулировочного вин-

та 36, а кронштейн 50 поворачивают против часовой стрелки до упора в винт. Таким образом обеспечивается максимальная подача топлива в цилиндры двигателя. После пуска дизеля и набора определенной угловой скорости вилка 37 тяги регулятора под действием центробежной силы от вращающихся грузов повернется влево и призма 38 обогатителя под действием пружины 45 валика обогатителя возвратится в обычное положение.

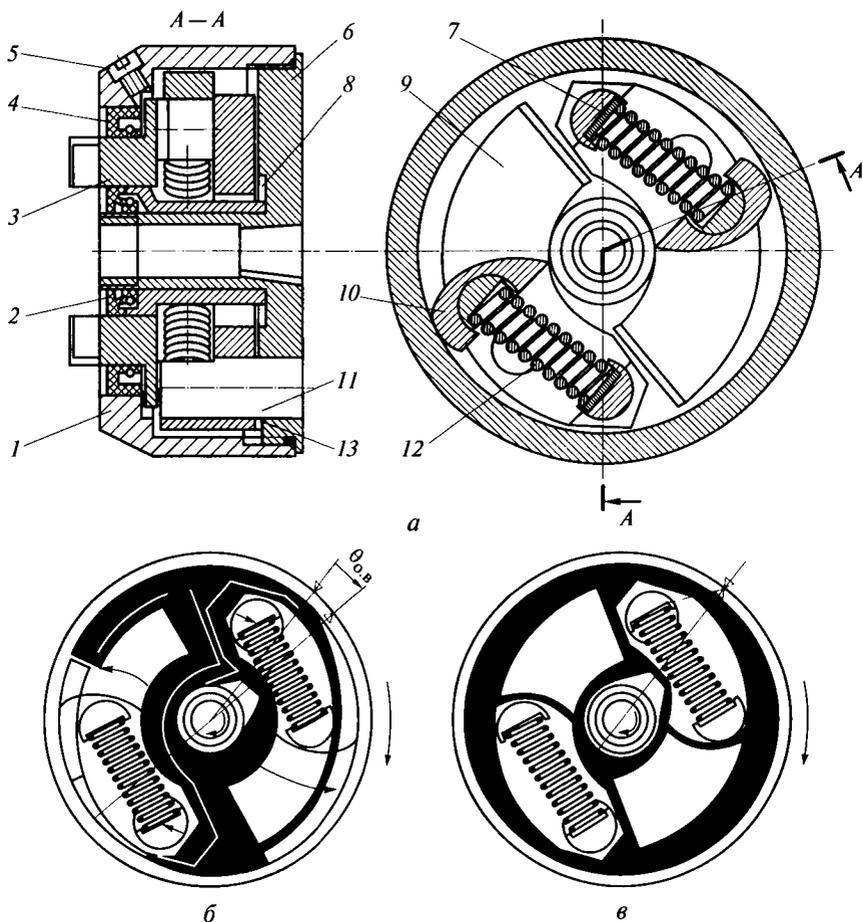


Рис. 2.57. Муфта опережения впрыска топлива:

*a* — устройство муфты; *б, в* — положение грузиков соответственно при увеличении и уменьшении частоты вращения двигателя; 1 — корпус; 2, 4 — уплотнительные манжеты; 3 — ведущая полумуфта; 5 — пробка маслналивного отверстия; 6 — ведомая полумуфта; 7, 13 — регулировочные прокладки; 8 — втулка ведущей полумуфты; 9 — груз; 10 — проставка; 11 — ось ведомой полумуфты; 12 — пружина;  $\theta_{0,2}$  — угол опережения впрыска топлива;  $\rightarrow$  — направление вращения муфты

*Муфта опережения впрыска топлива* (рис. 2.57, а) предназначена для автоматического изменения начала подачи топлива в цилиндры двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Муфта установлена на переднем, коническом, конце кулачкового вала ТНВД.

Изменение угла  $\theta_{о.в}$  опережения впрыска топлива происходит следующим образом. При увеличении частоты вращения двигателя грузы 9 под действием центробежных сил расходятся, преодолевая сопротивление упругости пружин 12. При этом расстояние между осями 11 ведомой полумуфты и пальцами ведущей полумуфты 3 уменьшается. Происходит смещение ведомой 6 и ведущей 3 полумуфт на определенный угол  $\theta_{о.в}$ , величина которого зависит от частоты вращения муфты (рис. 2.57, б). Максимальное значение угла  $\alpha = 5 \dots 6^\circ$ . Так как ведомая полумуфта соединена с кулачковым валом насоса, при угловом смещении полумуфт происходит одновременно поворот на этот угол кулачкового вала по направлению вращения. Это и приводит к увеличению угла опережения впрыска  $\theta_{о.в}$  топлива в цилиндры двигателя.

При уменьшении частоты вращения центробежная сила грузов уменьшается и они под действием пружин начинают сходить, уменьшая угол опережения впрыска  $\theta_{о.в}$  (рис. 2.57, в).

### **2.8.5. Электронизация топливоподачи в дизелях**

Совершенствование топливной аппаратуры — одно из перспективных направлений для повышения эффективности дизелей. На ряде современных двигателей работают системы с электромагнитным приводом иглы форсунки. Конструкция форсунки аналогична закрытой форсунке с электромагнитным приводом бензинового двигателя, показанной на рис. 2.41. Топливная аппаратура с гидроэлектромагнитным управлением форсунок позволяет улучшить равномерность цикловой подачи топлива по цилиндрам и использовать электронные контроллеры для управления системой питания. Применение топливной аппаратуры с электронным управлением позволяет учитывать режимы работы не только двигателя, но и машины, подключая соответствующие датчики (скорости движения, буксирования и др.).

На рис. 2.58 показана схема топливной системы типа «коммон рейл» (система имеет топливную рампу высокого давления с форсунками) с электронным управлением подачи топлива.

В ближайшее время насосы высокого давления, даже управляемые электроникой, будут все чаще уступать место насосам-форсункам, так как рабочее давление у ТНВД значительно ниже, чем у насосов-форсунок. Однако и у насосов-форсунок есть недостатки. Даже под управлением электроники они не могут впрыскивать

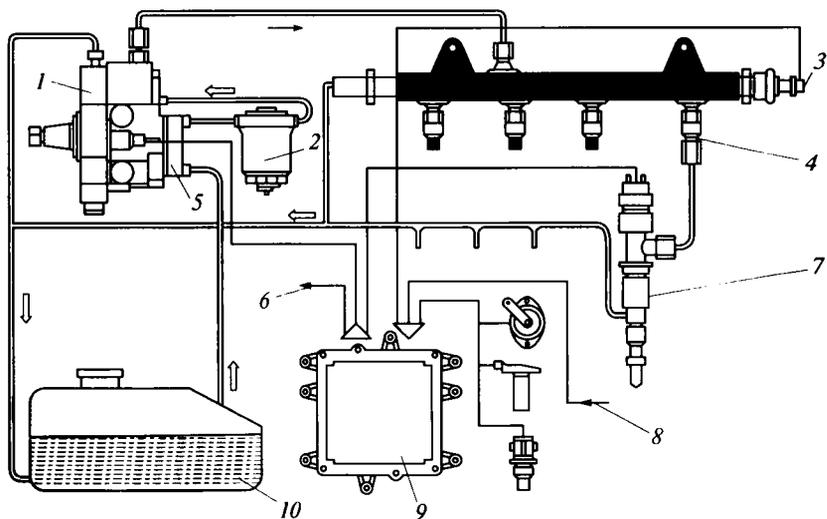


Рис. 2.58. Схема топливной системы типа «коммон рейл» с электронным управлением:

1 — ТНВД; 2 — фильтр; 3 — датчик давления; 4 — аварийный ограничитель; 5 — топливоподкачивающий насос; 6 — к другим исполнительным устройствам; 7 — электрогидравлическая форсунка; 8 — другие датчики; 9 — электронный блок управления; 10 — топливный бак; —> — направление движения топлива под высоким давлением; ⇨ — направление движения топлива низкого давления

топливо в любой момент, в отличие от системы типа «коммон рейл» с общей топливной рампой. Но давление в рампе ниже, чем в насосе-форсунке, поэтому в ближайшее время будут применяться обе конструкции.

## 2.9. Смазочная система

### 2.9.1. Назначение системы, виды трения и способы смазывания двигателей

Смазочная система двигателя предназначена для уменьшения трения и износа его деталей. Кроме этого она предохраняет детали от коррозии, частично охлаждает их, удаляет с трущихся поверхностей продукты износа и другие вредные вещества, улучшает компрессионные свойства двигателя за счет слоя масла, образующегося у кромок поршневых колец при перемещении поршня.

Основными причинами возникновения трения являются шероховатость контактирующих поверхностей деталей и молекуляр-

ное сцепление между этими поверхностями. Трение вызывает изнашивание и нагревание трущихся деталей, и, как следствие, приводит к потере мощности двигателя. При изнашивании деталей увеличиваются зазоры в местах сопряжений, ухудшается плотность подвижных соединений, что приводит к стукам двигателя. В результате нагревания деталей меняются их геометрические размеры и зазоры в местах сопряжений, а это приводит к более интенсивному изнашиванию деталей и их полomкам.

В зависимости от состояния контактирующих поверхностей различают сухое, полужидкостное и жидкостное трение.

При *сухом* трении рабочие поверхности деталей сухие (не имеют смазки) и непосредственно соприкасаются одна с другой.

При *полужидкостном* трении масляный слой частично разделяет трущиеся поверхности, т.е. в местах разрыва масляного слоя трущиеся поверхности соприкасаются между собой, испытывая граничное трение. Полужидкостное трение возникает при снижении вязкости масла, уменьшении скоростей движения трущихся поверхностей, значительном увеличении нагрузок, появлении на деталях задиров и шероховатостей, изменении геометрических форм деталей. Полужидкостное трение наиболее характерно для цилиндропоршневой группы деталей, а также при пуске двигателя.

При *жидкостном* трении рабочие поверхности полностью разделены достаточно толстым слоем масла. В ДВС жидкостное трение удается осуществить в подшипниках коленчатого и распределительного валов на рабочих режимах. При жидкостном трении потери на трение и износ трущихся поверхностей минимальны.

При вращении вала в подшипнике смазочное масло увлекается силами трения из широкой части зазора  $h_{\max}$  (рис. 2.59) в узкую  $h_{\min}$  (образуется «масляный клин»). Давление масла в узкой части зазора возрастает, и вал как бы всплывает под действием силы  $F$  и стремится занять такое положение, при котором ось его вращения совпадает с центром подшипника.

Надежность создания жидкостного трения зависит от вязкости масла, скоростей движения трущихся поверхностей и значения нормальной нагрузки  $F$  на эти поверхности. При выдавливании масла из зазора на трущихся поверхностях остается масляная пленка, удерживаемая силами молекулярного притяжения и сцепления. В этих условиях возникает граничное трение.

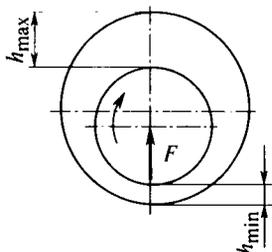


Рис. 2.59. Схема вращения вала в подшипнике:  $h_{\max}$  — широкая часть зазора;  $h_{\min}$  — узкая часть зазора;  $F$  — подъемная сила масла;  $\curvearrowright$  — направление вращения вала

Смазочная система двигателей должна обеспечивать бесперебойную подачу масла к трущимся деталям при работе на разных скоростных и нагрузочных режимах, высокую степень очистки масла от механических примесей, возможность длительной работы двигателя без перегрева масла.

Подача масла к трущимся поверхностям может осуществляться разбрызгиванием, под давлением и комбинированно.

*Смазочные системы разбрызгиванием* вследствие своего несовершенства распространения не получили и применяются на относительно простых пусковых двигателях, работа которых рассчитана на кратковременный период времени.

*Смазочные системы под давлением* конструктивно существенно сложнее смазочных систем разбрызгиванием, так как подача масла ко всем трущимся поверхностям должна осуществляться принудительно масляным насосом по специальным каналам.

*Комбинированные смазочные системы*, используемые на большинстве автотракторных двигателей, одновременно сочетают в себе способы подачи масла разбрызгиванием и под давлением. Под давлением масло подводится к коренным и шатунным подшипникам коленчатого вала, подшипникам распределительного вала, осям коромысел и наконечникам штанг, втулкам распределительных шестерен. В некоторых конструкциях под давлением смазываются подшипник турбокомпрессора, сопряжение верхней головки шатуна с поршневым пальцем, а также организуется принудительный впрыск масла на поверхность зеркала цилиндра. Остальные трущиеся детали двигателя смазываются разбрызгиванием.

На надежность и долговечность автотракторных двигателей большое влияние оказывает качество применяемых масел. Условия работы масел в ДВС постоянно ужесточаются. Форсирование нагрузочных и скоростных режимов ДВС, уменьшение удельной емкости смазочной системы приводят к повышению температуры основных деталей и, как следствие, к более интенсивному окислению масел.

Для ДВС применяются *минеральные, синтетические и полусинтетические* моторные масла.

Синтетические и полусинтетические масла обладают значительными преимуществами по сравнению с минеральными. Особенно наглядно это проявляется в высокофорсированных двигателях при эксплуатации в экстремальных условиях (низкая температура холодного пуска зимой, высокие температуры воздуха в летние месяцы). Полусинтетические и особенно полностью синтетические масла обеспечивают экономию топлива, снижая потери энергии на преодоление трения.

В России и странах СНГ моторные масла классифицированы согласно ГОСТ 17479.1—85 (с изм. № 3) по вязкости, а также по назначению и эксплуатационным свойствам. В настоящее время

общепринята классификация моторных масел по вязкости, установленная SAE (Society of Automotive Engineers) — Обществом автомобильных инженеров США в стандарте SAE J-300 DEC-99. Существуют и другие классификации, например API (American Petroleum Institute) Американского института нефти (подразделение масел по эксплуатационным свойствам). В Европе аналогичные требования к маслам определяются стандартами ASEA (Association des Constructeurs Europeens de Automobile) Европейской ассоциации производителей автомобилей. Следует отметить более жесткие требования стандартов ASEA в отношении свойств масел, по сравнению с американским стандартом API.

### 2.9.2. Устройство смазочной системы

Рассмотрим устройство и работу смазочной системы двигателя КамАЗ. Масло из масляного поддона *14* (рис. 2.60) через маслоприемник нагнетается шестеренным насосом, состоящим из двух секций — нагнетающей *9* и радиаторной *10*. Основная нагнетающая секция *9* насоса подает масло к полнопоточному сдвоенному фильтру *7* тонкой очистки, включенному последовательно. Параллельно фильтру включен перепускной клапан *5* фильтра тонкой очистки масла, пропускающий неочищенное масло, минуя фильтр, в главную масляную магистраль *6* в тех случаях, когда давление перед фильтром возрастает (засорение фильтрующего элемента, высокая вязкость масла при пуске, большая частота вращения коленчатого вала). Клапан *5* регулируется на перепад давления при входе и выходе из фильтра  $0,25 \dots 0,28$  МПа. Давление нагнетания основной секции насоса ограничивается предохранительным клапаном *11*, который регулируется на давление  $0,7 \dots 0,8$  МПа (у бензиновых двигателей  $0,3 \dots 0,4$  МПа). При давлении выше нормы масло через клапан *11* сливается в картер.

Из главной масляной магистрали *6* масло по каналам в блоке цилиндров поступает к коренным подшипникам коленчатого вала, подшипникам распределительного вала, втулкам коромысел и по каналу в штангах клапанов — к толкателям. К шатунным подшипникам коленчатого вала масло подается по каналам в коленчатом валу от ближайшей коренной шейки.

Из канала в стенке блока масло поступает для смазывания подшипников компрессора *19* и ТНВД *18*. Из главной масляной магистрали масло подается к термосиловому датчику *16*, который управляет работой гидромолфуы *15* привода вентилятора в зависимости от температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя.

Рабочие поверхности цилиндров, кулачки распределительного вала, зубья шестерен распределения смазываются каплями мас-

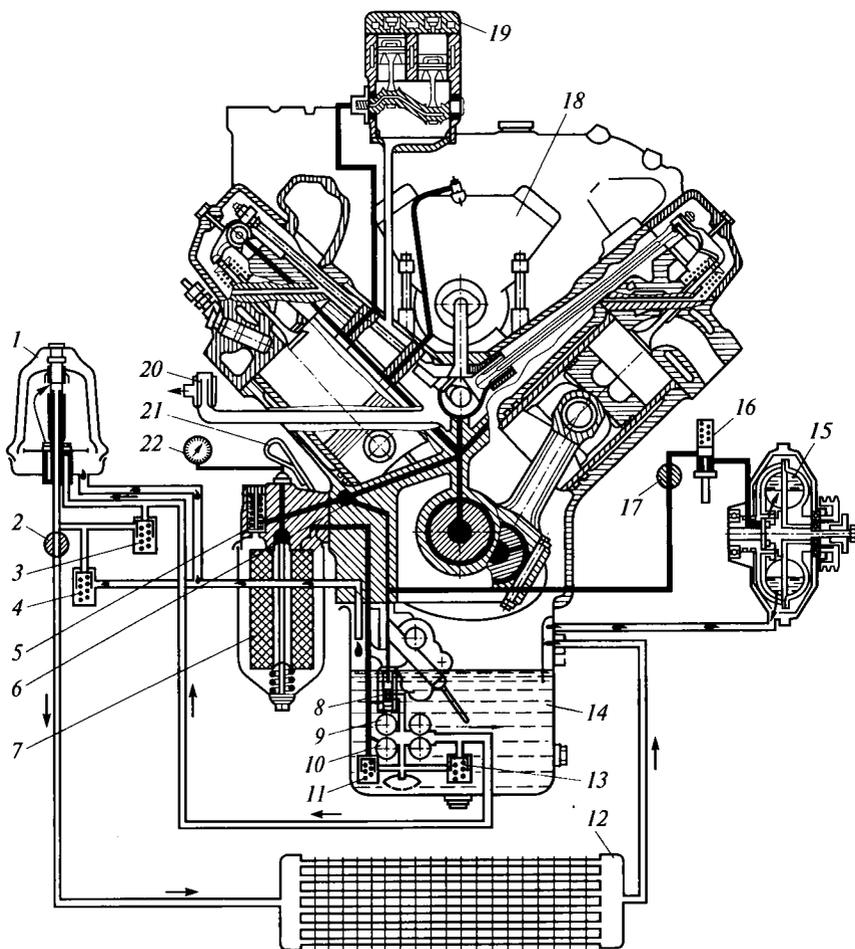


Рис. 2.60. Схема смазочной системы двигателя КамАЗ:

1 — фильтр центробежной очистки масла (центрифуга); 2 — кран включения масляного радиатора; 3, 5 — перепускные клапаны центрифуги и фильтра тонкой очистки масла; 4 — сливной клапан центрифуги; 6 — главная масляная магистраль; 7 — фильтр тонкой очистки масла; 8 — дифференциальный сливной клапан; 9, 10 — нагнетающая и радиаторная секции масляного насоса; 11, 13 — предохранительные клапаны нагнетающей и радиаторной секций; 12 — масляный радиатор; 14 — масляный поддон; 15 — гидромуфта привода вентилятора; 16 — термосиловой датчик; 17 — кран включения гидромуфты; 18 — ТНВД; 19 — компрессор; 20 — клапан-сапун; 21 — шуп маслоизмерителя (указатель уровня масла); 22 — манометр; ← — направление движения поступающего масла; ▾ — стекающее масло

ла, вытекающими из подшипников коленчатого вала и разбрызгиваемыми вращающимися деталями двигателя.

В масляной магистрали установлен дифференциальный сливной клапан 8, который обеспечивает более точное поддержание давления непосредственно у подшипников коленчатого вала. Дифференциальный сливной клапан перепускает лишнее масло в поддон картера, когда давление в главной масляной магистрали выше 0,40...0,55 МПа.

Давление масла перед поступлением в подшипники коленчатого вала контролируется по манометру 22, установленному на щитке контрольных приборов, а также по световому сигналу лампы аварийного падения давления масла.

Из радиаторной секции 10 масляного насоса масло поступает в фильтр центробежной очистки 1, а затем в масляный радиатор 12. Охлажденное в радиаторе масло сливается в поддон картера. Радиатор включают краном 2 при работе двигателя с большой нагрузкой или при температуре воздуха выше 20 °С. Если кран 2 включения масляного радиатора закрыт или масло слишком густое, то с помощью сливного клапана 4 центрифуги происходит ограничение наибольшего давления в пределах 0,12...0,15 МПа (излишек масла сливается в картер).

В поддоне двигателя установлен щуп маслоизмерителя 21 с двумя метками, ограничивающими верхний и нижний допустимые уровни масла.

На ряде двигателей (ЯМЗ-236, ЯМЗ-238) фильтр тонкой очистки отсутствует, и его роль в системе выполняет фильтр грубой очистки. У тракторных дизелей имеется только фильтр центробежной очистки. У некоторых двигателей дополнительно контролируется температура масла. Нормальная температура масла в автотракторных двигателях, загруженных до полной мощности, должна составлять 80...90 °С.

Смазочные системы двигателей могут иметь и другие различия.

*Масляный насос* предназначен подавать масло под давлением, гарантирующим проникновение масла в зазоры между трущимися деталями и сохранение оптимальной величины масляного слоя. В автотракторных двигателях наиболее широко применяются масляные шестеренные насосы с числом секций от одной до трех. Подача масляных насосов достигает 400 л/ч. Привод масляного насоса осуществляется шестерней, выполненной на распределительном валу, или шестерней, находящейся в постоянном зацеплении с распределительными шестернями двигателя.

Двухсекционные масляные насосы (рис. 2.61) применяют в тех случаях, когда в смазочной системе установлены масляный радиатор и фильтр центробежной очистки масла. При этом ведущая 21 и ведомая 6 шестерни основной (нагнетательной) секции насоса подают масло в смазочную систему к трущимся парам, а веду-

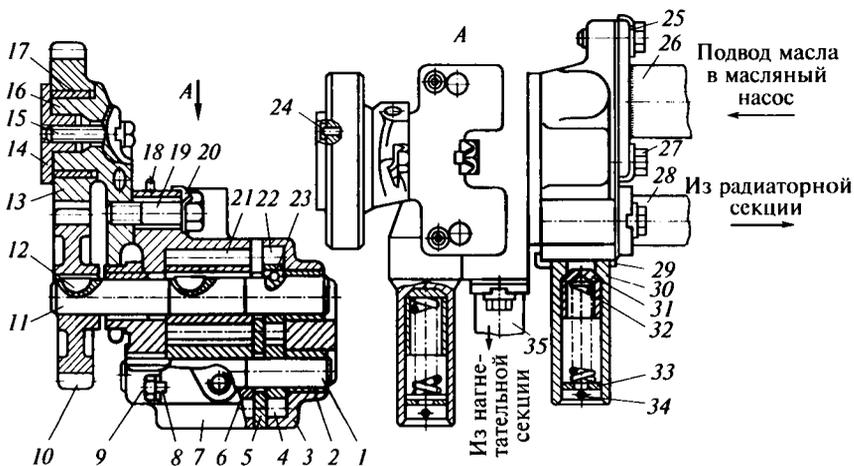


Рис. 2.61. Двухсекционный масляный насос:

1 — ось ведомых шестерен; 2 — втулка; 3 — корпус радиаторной секции; 4, 22 — ведомая и ведущая шестерни радиаторной секции; 5 — проставка; 6, 21 — ведомая и ведущая шестерни нагнетательной секции; 7 — корпус нагнетательной секции; 8, 20, 25, 29 — стопорные шайбы; 9, 15, 19, 27 — болты; 10, 13 — шестерни ведомая и промежуточная привода масляного насоса; 11 — вал ведущих шестерен масляного насоса; 12 — шпонка; 14 — упорный фланец; 16 — ось промежуточной шестерни; 17 — втулка промежуточной секции; 18, 24 — штифты; 23 — стопорный шарик; 26 — трубопровод подвода масла в насос; 28 — трубопровод отвода масла из радиаторной секции; 30 — корпус предохранительного клапана; 31 — плунжерный клапан; 32 — пружина предохранительного клапана; 33 — штампованная шайба; 34 — шплинт; 35 — трубопровод отвода масла из нагнетательной секции

щая 22 и ведомая 4 шестерни радиаторной секции — в масляный радиатор или в фильтр центробежной очистки, как, например, у двигателей автомобилей КамАЗ. Масляный насос крепится внутри картера двигателя и ведущая шестерня вращается от распределительного или коленчатого вала. Ведомая шестерня свободно вращается на оси, запрессованной в корпусе. Масло поступает в полость корпуса насоса по трубопроводу 26, захватывается зубьями шестерен и нагнетается в трубопроводы 35 и 28 отвода масла соответственно из нагнетательной и радиаторной секций.

В крышке насоса расположен предохранительный клапан основной секции насоса, отрегулированный на давление 0,90...0,95 МПа. Радиаторная секция имеет предохранительный клапан, перепускающий масло в поддон при превышении давления 0,25...0,32 МПа.

Устройство и работа односекционного шестеренного насоса не отличаются от устройства и работы секции двухсекционного насоса.

Давление, создаваемое насосом, зависит от частоты вращения, вязкости масла, размера зазоров и состояния двигателя. Для бесперебойной подачи масла ко всем сопряженным узлам подача масляного насоса рассчитывается со значительным избытком, покрывающим возможные колебания давления.

*Маслоприемники* насоса расположены в нижней части поддона и воздух через них, как правило, не может попасть в смазочную систему. Маслоприемник насоса снизу имеет фильтрующую сетку.

*Масляные фильтры* очищают масло от посторонних примесей и продуктов изнашивания. В процессе работы двигателя качество масла значительно ухудшается в результате химического разложения, насыщения влагой, разбавления топливом, загрязнения механическими примесями, всегда сопутствующими работе двигателя. Чтобы поддерживать эксплуатационные свойства масла, необходимо непрерывно очищать его в процессе работы двигателя. Это делается с помощью специальных масляных фильтров. Различают фильтры грубой и тонкой очистки масла.

*Фильтры грубой очистки* очищают масло от крупных механических частиц размером 40...70 мкм. Фильтры обычно устанавливаются последовательно с насосом и через них пропускают весь поток масла, нагнетаемого в магистраль. В основном используются фильтры со сменным фильтрующим элементом 5 (рис. 2.62, а). Имеется перепускной клапан для отключения масляного фильтра грубой очистки, клапан перепускает масло в магистраль, минуя фильтр, в случаях, когда фильтр засорился или количество поступления масла превышает пропускную способность фильтра. В настоящее время фильтры грубой очистки в смазочных системах двигателей автомобилей и тракторов применяются ограниченно.

*Фильтры тонкой очистки* очищают масло от мельчайших (до 10 мкм) примесей и смол. Устанавливаются они в большинстве случаев последовательно с главной масляной магистралью. Фильтр тонкой очистки состоит из корпуса 14 (рис. 2.62, б), одновременно являющегося отстойником, крышки 16, фильтрующего элемента 18, надетого на центральную трубку 13, в которой имеются калиброванные отверстия. Для слива отстоя имеется отверстие с пробой 12. В качестве сменных фильтрующих элементов применяются ленточно-бумажные или картонные пакеты. При работе двигателя масло поступает в фильтр по маслопроводу 17 и стекает по стенкам вниз, где крупные частицы осаждаются. Затем масло проходит сквозь фильтрующий элемент и через калиброванные отверстия в центральной трубке 13 поступает в маслопровод. В корпусе фильтра находятся датчики указателя давления масла 15 и аварийного снижения давления масла 19.

*Фильтр центробежной очистки* масла с реактивным приводом состоит из корпуса 26 (рис. 2.62, в) центрифуги, в который ввернута ось 23 ротора 25 с колпаком 24, и кожуха, укрепленного на

оси гайкой-барашком. Ротор вращается на оси на двух бронзовых втулках и упорном подшипнике 20. В оси ротора имеются отверстия для прохода масла внутрь корпуса ротора. В верхней части корпуса ротора установлен сетчатый фильтр 22, а в нижнюю ввернуты два жиклера 27, выходные отверстия которых направлены по касательной в противоположные стороны.

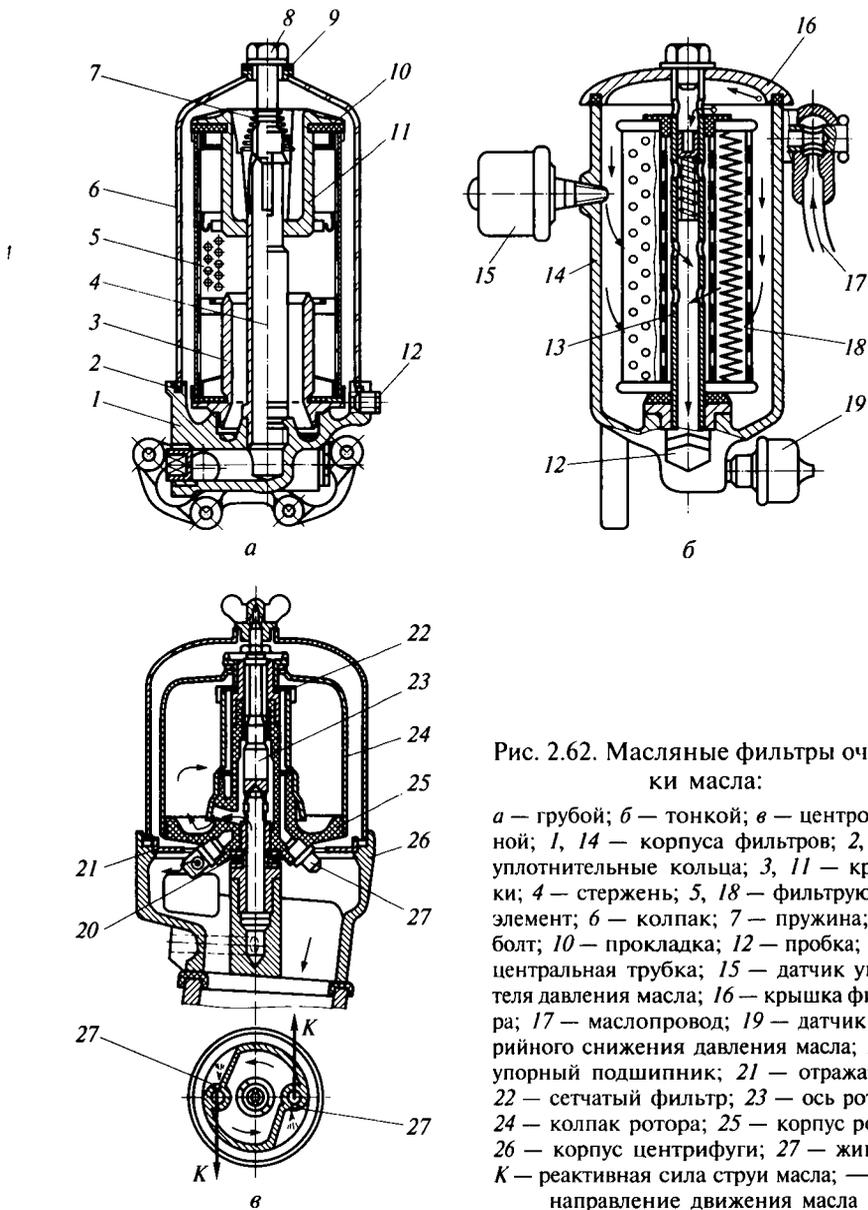


Рис. 2.62. Масляные фильтры очистки масла:

*a* — грубой; *б* — тонкой; *в* — центробежной; 1, 14 — корпуса фильтров; 2, 9 — уплотнительные кольца; 3, 11 — крышки; 4 — стержень; 5, 18 — фильтрующий элемент; 6 — колпак; 7 — пружина; 8 — болт; 10 — прокладка; 12 — пробка; 13 — центральная трубка; 15 — датчик указателя давления масла; 16 — крышка фильтра; 17 — маслопровод; 19 — датчик аварийного снижения давления масла; 20 — упорный подшипник; 21 — отражатель; 22 — сетчатый фильтр; 23 — ось ротора; 24 — колпак ротора; 25 — корпус ротора; 26 — корпус центрифуги; 27 — жиклер; *K* — реактивная сила струи масла; — — направление движения масла

Из насоса масло поступает в полую ось 23 ротора и через отверстия в оси по каналам ротора попадает в его полость под кольцом 24. Далее масло через сетчатый фильтр 22 поступает в кольцевой колодец и с большой скоростью выбрасывается через жиклеры 27, создавая реактивный момент и приводя ротор во вращение со скоростью 6 000...7 000 мин<sup>-1</sup>. При вращении ротора загрязняющие частицы отбрасываются к стенкам колпака ротора, образуя на них осадок. В корпусе 26 центрифуги размещается перепускной клапан, который при пуске холодного двигателя или засорении фильтра направляет поток масла в магистраль, минуя центрифугу.

*При параллельном включении* центрифуга очищает только ту часть масла, которая, не поступая к узлам трения, сливается в картер непосредственно или через масляный радиатор. В некоторых двигателях *центрифуга включается последовательно*, такая схема образует полнопоточную схему очистки масла.

Основной недостаток фильтра центробежной очистки масла состоит в том, что при работе двигателя на малой частоте — при пуске, прогреве, холостом ходе — частота вращения ротора уменьшается и качество очистки ухудшается.

*Масляный радиатор* предназначен для охлаждения масла при повышенной температуре воздуха и при перегрузках двигателя, когда температура масла значительно возрастает. Повышение температуры влечет за собой преждевременное старение масла, понижает его вязкость, что способствует увеличению износа двигателя. На машинах применяют в основном воздушно-масляные радиаторы, которые размещаются перед водяным радиатором.

Охлаждение масла обеспечивается потоком воздуха, создаваемым вентилятором. Конструкция воздушно-масляных радиаторов аналогична конструкции радиаторов системы воздушного охлаждения.

В процессе работы двигателя из-за недостаточной герметизации цилиндров пары топлива и продукты сгорания проникают в картер, конденсируются и разжижают масло, а отработавшие газы образуют соединения, вызывающие коррозию деталей. Удаление из картерного пространства паров топлива и продуктов сгорания проводится посредством естественной (открытой) или принудительной (закрытой) вентиляции картера.

*Принудительная вентиляция* осуществляется с помощью отсасывания газов во впускной трубопровод за счет разрежения, создаваемого в нем. Покинув внутреннее пространство картера, газы проходят через специальный маслоуловитель, в котором от отсасываемых газов отделяется масло.

В качестве примера на рис. 2.63 показан клапан-сапун системы естественной вентиляции двигателя автомобиля КамАЗ.

*Клапан-сапун* обеспечивает вентиляцию картера благодаря разрежению, возникающему у газоотводящей трубки 5 при движе-

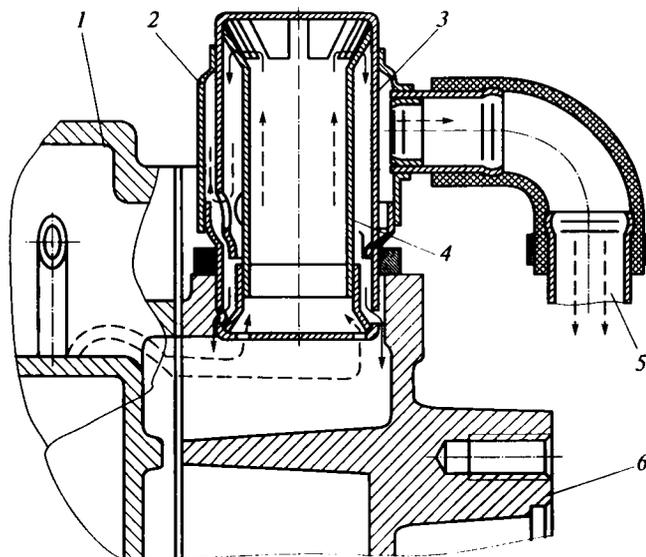


Рис. 2.63. Клапан-сапун системы естественной вентиляции двигателя автомобиля КамАЗ:

1 — полость блока цилиндров; 2, 4 — наружный и внутренний стаканы; 3 — корпус клапана-сапуна; 5 — газоотводящая трубка; 6 — картер маховика; ----> — направление движения газа; —> — направление движения масла

нии автомобиля. К корпусу 3 клапана-сапуна крепятся наружный 2 и внутренний 4 стаканы, образующие лабиринт, в котором из проходящих газов с частицами масла последние отделяются и стекают в поддон.

## 2.10. Система охлаждения

### 2.10.1. Общие положения и назначение системы охлаждения

При работе двигателя выделяется большое количество тепловой энергии, часть которой (25... 35 %) расходуется на нагрев двигателя. Средняя температура газов в течение рабочего цикла составляет 800... 900 °С, а в момент их воспламенения она достигает 2 000 °С.

Чтобы двигатель нормально работал и не перегревался, его необходимо принудительно охлаждать до определенной и постоянной температуры в пределах 85... 90 °С.

Нарушение правильного теплоотвода вызывает ухудшение качества смазки трущихся поверхностей из-за уменьшения вязкости

масла, приводит к выгоранию масла и перегреву деталей двигателя. Перегрев приводит к резкому снижению прочности материала деталей и даже их обгоранию (например, это возможно для выпускных клапанов или днища поршней). При сильном перегреве двигателя нормальные зазоры между его деталями нарушаются, что обычно приводит к повышенному изнашиванию деталей в этих зонах, заеданию и даже поломке. Перегрев двигателя вреден и потому, что сопровождается уменьшением коэффициента наполнения, а в бензиновых двигателях, кроме того, вызывает детонационное сгорание и самовоспламенение рабочей смеси.

Чрезмерное охлаждение двигателя также нежелательно, так как оно приводит к конденсации частиц топлива на стенках цилиндров (в бензиновых двигателях), ухудшению условий смесеобразования и воспламеняемости рабочей смеси, уменьшению скорости ее сгорания и, как следствие, к снижению мощности и экономичности двигателя. На недостаточно нагретых поверхностях цилиндров, поршней и поршневых колец возможна конденсация продуктов сгорания топлива с образованием агрессивных кислот, вызывающих коррозию этих деталей. Осадкообразование в двигателе увеличивается при понижении температуры ниже 60 °С. Осадки ухудшают качество масла и затрудняют его очистку и подачу к трущимся деталям, в результате чего может произойти разрушение подшипников, задир шеек коленчатого вала, пригорание поршневых колец.

Избыточный теплоотвод наносит двигателю еще больший вред, чем перегрев, так как при этом в большей мере снижаются мощность и экономичность двигателя и возрастают изнашивание и разрушение его деталей.

Для отвода излишков теплоты от деталей работающего двигателя и стабильного поддержания его оптимального теплового режима служит система охлаждения. В качестве теплоносителей, предназначенных для отвода теплоты от нагретых деталей двигателя, в системах охлаждения используют жидкость или воздух. Исходя из этого, системы охлаждения подразделяют на жидкостные и воздушные.

Любая из систем охлаждения должна удовлетворять ряду требований: быть надежной в работе; минимально увеличивать габаритные размеры и массу двигателя; обеспечивать регулирование теплоотвода от деталей, поддерживая номинальный температурный режим; быть простой в изготовлении и эксплуатации.

### **2.10.2. Система жидкостного охлаждения**

Жидкостное охлаждение по сравнению с воздушным имеет следующие основные преимущества: меньшая тепловая напряженность двигателя и поэтому более высокий коэффициент наполне-

ния; более высокая степень сжатия (бензиновые двигатели); повышенные мощностные и экономические показатели; более равномерное охлаждение двигателя; относительно небольшие затраты мощности на привод насоса и вентилятора.

Жидкостная система инерционна, ДВС нагревается медленнее, но и медленнее остывает, чем при воздушном охлаждении. Двигатели при работе имеют меньшую шумность, но утечка жидкости приводит к быстрому перегреву и может быть причиной аварии ДВС.

К основным недостаткам жидкостного охлаждения относятся сложность конструкции и обслуживания, особенно в зимнее время; потребность в жидком теплоносителе; недостаточная надежность в работе.

В системах охлаждения отвод теплоты осуществляется в процессе циркуляции жидкости вокруг нагреваемых деталей двигателя с последующим охлаждением нагретой жидкости в специальных устройствах — радиаторах.

В автотракторных ДВС, как правило, используется принудительное жидкостное охлаждение, в процессе которого циркуляция охлаждающей жидкости осуществляется при помощи центробежного насоса. Из-за более интенсивной циркуляции жидкости отвод теплоты от деталей ускоряется. Системы жидкостного охлаждения могут быть открытыми и закрытыми.

*Открытые системы* сообщаются с окружающей средой при помощи паротводной трубки. Такие системы в настоящее время встречаются лишь в двигателях устаревших конструкций.

*Закрытые системы* охлаждения отделены от окружающей среды установленным в крышке радиатора паровоздушным клапаном, их применяют в настоящее время в большинстве автотракторных ДВС.

Давление и соответственно допустимая температура кипения охлаждающей жидкости (100 и кратковременно 105 °С) в этих системах выше, чем в открытых (90...95 °С), и, как результат, больше разность между температурами жидкости и проходящего через радиатор воздуха, а следовательно, больше и теплоотдача радиатора. Это позволяет уменьшить размеры радиатора, а также затраты мощности на привод вентилятора и водяного насоса. Кроме того, уменьшается вероятность закипания охлаждающей жидкости при работе двигателя в условиях пониженного атмосферного давления. В закрытых системах существенно снижается испарение жидкости.

Закрытая система жидкостного охлаждения двигателя ЯМЗ-238 (рис. 2.64) состоит из следующих основных узлов: шторок 7 радиатора, самого радиатора 5, соединенного при помощи подводящего 3 и отводящего 10 трубопроводов с жидкостной рубашкой, жидкостного насоса 12, вентилятора 15, термостата, соби-

рающего трубопровода 17, распределительной трубы, приборов контроля температуры. Жидкостная рубашка образуется двойными стенками блока и головки цилиндров, заполнена жидкостью. В качестве охлаждающей жидкости может использоваться чистая вода или специальная незамерзающая при низкой температуре жид-

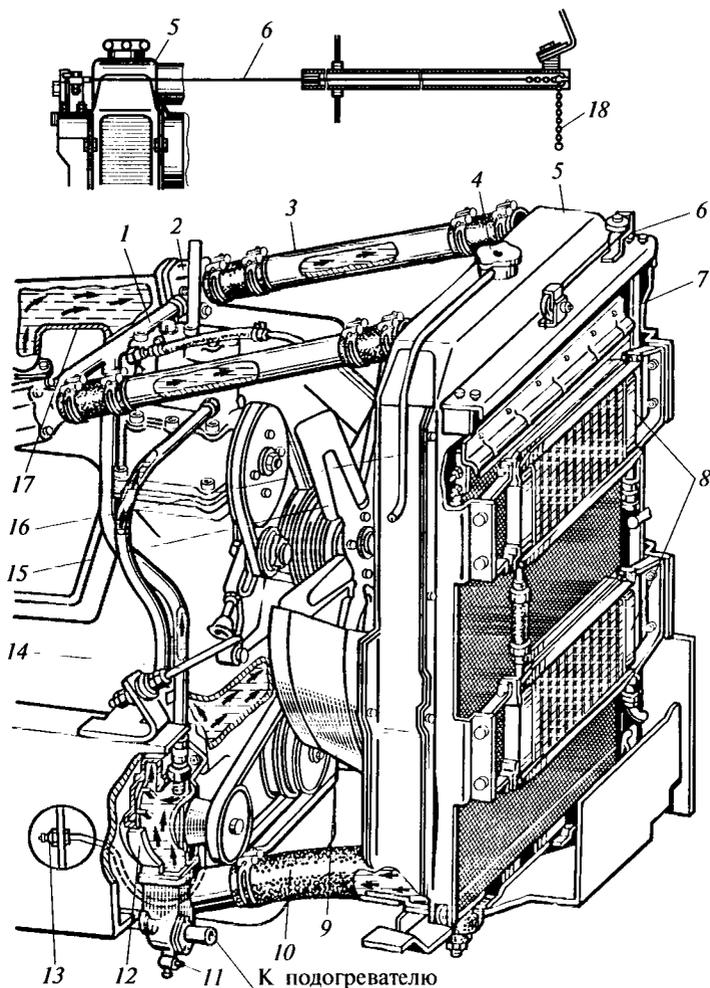


Рис. 2.64. Система жидкостного охлаждения двигателя ЯМЗ-238:

1 — перепускная трубка; 2 — коробка термостата; 3, 10 — подводящий и отводящий трубопроводы; 4 — крышка радиатора; 5 — радиатор; 6 — трос привода шторки радиатора; 7 — шторка радиатора; 8 — масляные радиаторы; 9 — кожух вентилятора; 11 — сливной кран; 12 — жидкостный насос; 13 — масленка; 14 — тяга крепления радиатора; 15 — вентилятор; 16 — пароводяная трубка; 17 — собирающий трубопровод; 18 — привод шторки; — — направление движения охлаждающей жидкости

кость — антифриз. Двигатели охлаждают отводом теплоты в атмосферу.

После пуска двигателя жидкость насосом 12 подается по распределительной трубе к охлажденным деталям двигателя (цилиндрам, камерам сгорания и др.). Нагретая жидкость поднимается к термостату, от положения клапана которого зависит дальнейшее направление движения нагретой жидкости. *При закрытом клапане термостата* жидкость не попадает в радиатор 5 и циркулирует по рубашке охлаждения (м а л ы й к о н т у р). Такой круг циркуляции (помимо радиатора) жидкость совершает при проворачивании коленчатого вала основного двигателя пусковым двигателем или стартером, а также когда двигатель работает при температуре охлаждающей жидкости ниже 70 °С. Это обеспечивает быстрый прогрев двигателя за счет теплоты от сгорания топлива. *При частично открытом клапане термостата* часть жидкости проходит через радиатор. При установленном тепловом режиме, когда температура охлаждающей жидкости превысит 83 °С, основной клапан полностью открывается, а перепускной соответственно закрывается и вся жидкость насосом прогоняется через радиатор (б о л ь ш о й к о н т у р). Охладившись в радиаторе, жидкость засасывается жидкостным насосом и нагнетается в рубашку блока цилиндров.

В радиаторе интенсивность отвода теплоты потоком воздуха от охлаждающей жидкости регулируется закрыванием или открыванием установленной перед радиатором шторки 7 или пластинчатых жалюзи. Управление этими органами выведено в кабину.

Для поддержания в системе охлаждения определенного давления (в пределах 0,085...0,150 МПа) ее сообщают с атмосферой при помощи пароотводной трубки 16, а в крышке 4 радиатора устанавливают паровоздушный клапан.

Контроль работы системы осуществляется при помощи установленных на головке блока датчика и термометра на щитке приборов.

Удаление охлаждающей жидкости из системы охлаждения осуществляется двумя сливными кранами 11, один из которых установлен на блоке цилиндров, а другой — на нижней бачке радиатора.

Пусковой и основной двигатели тракторов имеют общую систему охлаждения. При пуске пускового двигателя в системе охлаждения происходит термосифонная (за счет нагрева жидкости) циркуляция охлаждающей жидкости. Однако из-за медленной термосифонной циркуляции охлаждающей жидкости пусковой двигатель быстро перегревается, поэтому не рекомендуется его работа более 3 мин без проворачивания пускаемого дизеля.

*Радиатор 5* служит для интенсивного охлаждения циркулирующей в системе охлаждения жидкости путем передачи части ее теплоты потоку воздуха. Радиатор состоит из верхнего и нижнего бачков, соединенных при помощи трубок — сердцевины.

Верхний бачок имеет наливную горловину, закрываемую крышкой с паровоздушным клапаном. Через этот клапан, а также пароводную трубку 16, впаянную в горловину, полость верхнего бачка сообщается с атмосферой. Верхний и нижний бачки при помощи трубопроводов 3, 10 и резиновых патрубков соединены с жидкостной рубашкой двигателя.

Сердцевину радиатора выполняют трубчато-пластинчатой, трубчато-ленточной или сотовой. Для лучшего охлаждения жидкости плоские трубки располагают в шахматном порядке. Радиатор крепят снизу к раме трактора, а сверху — к двигателю. Со стороны двигателя на радиаторе крепят кожух 9 вентилятора 15, чтобы предохранить его от повреждений и сформировать создаваемый им воздушный поток. Спереди перед радиатором закреплен масляный радиатор 8 и шторки 7 радиатора (жалюзи). Для предохранения радиаторов от повреждений и засорения спереди устанавливают облицовку с предохранительной сеткой.

*Паровоздушный клапан* выполняется как одно целое с крышкой горловины радиатора. При работе двигателя в полости верхнего бачка радиатора под крышкой 1 (рис. 2.65) создается повышенное давление за счет выделяющихся из жидкости паров и воздуха. Если это давление своевременно не снизить, то трубки сердцевины радиатора могут быть разрушены внутренним давлением. При повышении давления до уровня 0,125...0,15 МПа открывается паровой клапан 6. Напротив, при остывании дизеля после его остановки в указанной полости верхнего бачка из-за конденсации паров образуется разрежение, которое может сплющить, тонкостенные трубки сердцевины радиатора. При снижении давления до уровня 0,085...0,09 МПа открывается воздушный клапан 9, он преодоле-

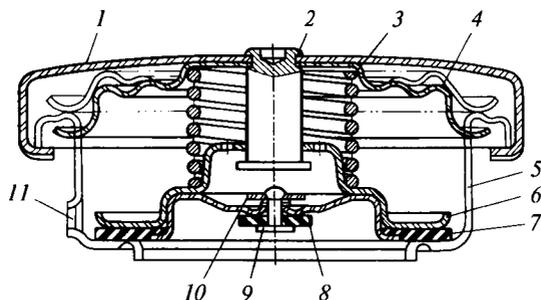


Рис. 2.65. Крышка горловины радиатора с паровоздушным клапаном:

1 — крышка; 2 — стержень; 3 — пружина парового клапана; 4 — пружина крышки; 5 — наливная горловина; 6 — паровой клапан; 7 — прокладка парового клапана; 8 — прокладка воздушного клапана; 9 — воздушный клапан; 10 — пластинчатая пружина воздушного клапана; 11 — отверстие для подсоединения пароводящей трубки

вает сопротивление пластинчатой пружины 10 и впускает воздух в систему охлаждения, устраняя разрежение внутри нее.

Насос системы охлаждения центробежного типа в дизеле А-01МЛ через корпус 11 (рис. 2.66, а) закреплен на передней стенке блок-картера так, что нагнетательная полость насоса совмещена с началом распределительной трубы жидкостной рубашки охлаждения дизеля. В корпусе на шариковых подшипниках качения 8, 12 вращается валик 10, на заднем конце которого закреплена крыльчатка 16, а на переднем — ступица шкивов 4 вентилятора 25, который закреплен болтами 27 на переднем торце ступицы. Вращение одному из шкивов передается от шкива коленчатого вала через клиноременную передачу.

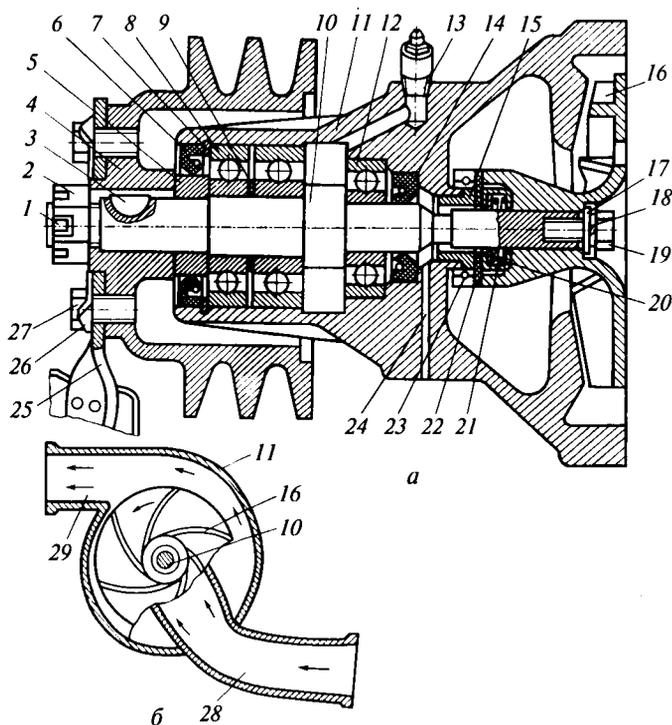


Рис. 2.66. Насос системы охлаждения центробежного типа дизеля А-01МЛ: а — устройство; б — схема работы; 1 — шплинт; 2 — корончатая гайка; 3 — шпонка; 4 — шкив вентилятора; 5 — втулка; 6, 14 — сальники; 7, 23 — стопорные кольца; 8, 12 — шариковые подшипники; 9 — дистанционное кольцо; 10 — валик; 11 — корпус; 13 — масленка; 15 — опорная втулка; 16 — крыльчатка; 17 — шайба; 18 — пружинная шайба; 19, 27 — болты; 20 — манжета; 21 — пружина; 22 — уплотнительная шайба; 24 — дренажное отверстие; 25 — вентилятор; 26 — стопорная пластина; 28, 29 — подводящий и отводящий патрубки; ← — направление движения охлаждающей жидкости

Охлаждающая жидкость подводится внутрь корпуса по патрубку 28 (рис. 2.66, б) к центру вращающейся крыльчатки. Далее жидкость захватывается крыльчаткой и под действием центробежной силы отбрасывается к стенке корпуса, откуда она вытесняется в водяную рубашку дизеля по отводящему патрубку 29, расположенному по касательной к камере насоса.

Для уменьшения утечки охлаждающей жидкости из полости насоса в зазоре между корпусом и валиком размещают специальное уплотнение торцового типа.

*Вентилятор 25* (см. рис. 2.66, а), расположенный между радиатором и двигателем, создает воздушный поток, обдувающий сердцевину радиатора. Вентилятор имеет четыре или шесть лопастей, которые для уменьшения шума и вибрации располагают под разными углами. На некоторых двигателях для автоматического регулирования теплового режима изменением частоты вращения вентилятора в его приводе устанавливают гидромуфту.

*Термостат* поддерживает автоматически тепловой режим двигателя в оптимальных пределах и предотвращает изнашивание цилиндров. Термостат устанавливают в трубопроводе входа горячей жидкости в верхний бачок радиатора, и он регулирует циркуляцию охлаждающей жидкости в радиаторе, открывая или перекрывая в него доступ горячей жидкости.

При регулировании температуры охлаждающей жидкости изменяют сечение для прохода жидкости, поступающей из рубашки охлаждения в радиатор. Термостаты бывают с жидким наполнителем (сильфонные) и с твердым (так называемые термоклапаны). Сильфонный термостат выполнен в виде гофрированного баллона из латуни, наполненного легкоиспаряющейся жидкостью. В качестве наполнителя баллона термоклапанов используется специальная порошковая смесь.

На баллоне сильфонного термостата закреплены два клапана: основной 8 (рис. 2.67) и перепускной 5. У недостаточно прогрето-

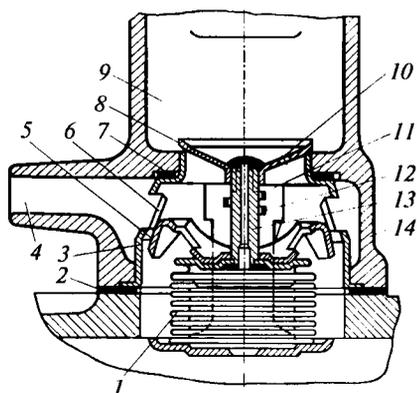


Рис. 2.67. Сильфонный термостат:

- 1 — гофрированный баллон; 2, 7 — прокладки; 3 — корпус термостата; 4 — перепускной канал; 5 — перепускной клапан; 6 — окно; 8 — основной клапан; 9 — канал к радиатору; 10 — отверстие для выпуска воздуха; 11 — кронштейн; 12 — направляющая штока; 13 — шток; 14 — патрубок

го двигателя и холодной охлаждающей жидкости основной клапан 8 закрыт, и жидкость в радиатор не поступает. При этом перепускной клапан 5 открыт, т. е. он не препятствует прохождению жидкости через окна 6 к насосу через перепускной канал 4. Жидкость, нагревающаяся в жидкостной рубашке, циркулирует по малому кругу и в радиатор не поступает, в результате чего происходит интенсивный нагрев охлаждающей жидкости и прогрев дизеля.

При температуре охлаждающей жидкости 75...80 °С наполнитель в баллоне расширится настолько, что начнет открываться основной клапан 8, одновременно прикрывается перепускной клапан 5. При этом одна часть жидкости, которая подается насосом, будет по-прежнему циркулировать по малому кругу, а другая ее часть будет циркулировать по большому кругу, охлаждаясь в радиаторе. Когда температура жидкости достигнет 85 °С, основной клапан 8 откроется полностью, а перепускной клапан 5 перекроет окна 6. Путь горячей жидкости по обводному трубопроводу к насосу будет закрыт, и весь поток охлаждающей жидкости будет направляться через канал 9 в радиатор. В этом режиме система охлаждения обеспечивает максимальный отвод теплоты.

Таким образом, термостат автоматически в зависимости от температуры дизеля перекрывает частично или полностью поступление горячей жидкости в радиатор, обеспечивая тем самым оптимальный тепловой режим двигателя. Однако термостат ухудшает заправку жидкостью системы охлаждения, способствуя присутствию в ней воздуха.

*Оптимизация интенсивности охлаждения* на разных режимах работы двигателя может быть достигнута при регулировании циркуляции жидкости в системе (с помощью термостата) и интенсивности воздушного потока, проходящего через радиатор (с использованием шторок на радиаторе или изменением частоты вращения вентилятора). Преимущественное распространение получил первый метод. Однако при низких температурах зимой жидкость из радиатора может поступать очень холодной, и термостат будет задерживать циркуляцию через радиатор, что может привести к снижению температуры двигателя. Поэтому в зимних условиях рекомендуется использовать шторки на радиаторе.

Вода как охлаждающая жидкость в настоящее время имеет ограниченное применение. Сравнительно высокая температура замерзания воды (0 °С) затрудняет эксплуатацию двигателей в условиях низких температур окружающего воздуха. Увеличение объема воды при ее замерзании (примерно на 10 %) может привести к разрушению двигателя («его размораживанию») и радиатора.

Широкое распространение на современных двигателях получили низкотемпературные охлаждающие жидкости на основе водных растворов этиленгликоля — двухатомного спирта  $\text{C}_2\text{H}_4\text{OH}$  с температурой кипения 197,8 °С. В отличие от воды, антифризы при

замерзании не расширяются и не образуют твердой сплошной массы.

Системы охлаждения современных двигателей герметичны, и жидкость в них находится под небольшим избыточным давлением, обычно около 0,05 МПа, которое поддерживается клапаном в пробке радиатора. В новых моделях автомобилей избыточное давление в системе охлаждения еще выше (0,12 МПа) и поддерживается клапаном в расширительном бачке. При избыточном давлении 0,05 МПа вода кипит при 112 °С, а при избыточном давлении 0,12 МПа — при 124 °С.

Наибольшее распространение для охлаждения автомобильных ДВС получили жидкости с низкой температурой замерзания — антифризы или тосолы. Антифризы выпускают двух марок М40 и М65 (температура замерзания –40 и –65 °С соответственно). Тосолы А40 и А65 по существу те же антифризы М40 и М65, имеющие добавки, прежде всего защищающие детали от коррозии. Тосолы можно использовать в двигателе в течение 2—3 лет, после чего их необходимо заменить, так как содержащиеся в них присадки теряют свою стабильность.

### 2.10.3. Воздушное охлаждение

Воздушное охлаждение имеет ряд преимуществ по сравнению с жидкостным охлаждением: не требуются охлаждающая жидкость, радиатор, жидкостный насос, трубопроводы, уплотнения. Удельный вес двигателей воздушного охлаждения меньше. Обслуживание таких двигателей проще, эксплуатационные расходы сокращаются. Исключается вероятность размораживания двигателя при низких температурах.

К основным недостаткам воздушного охлаждения относятся неравномерность охлаждения цилиндров в многоцилиндровых двигателях; повышенная шумность работы двигателя; большой расход мощности на привод вентилятора.

При воздушном охлаждении теплоотдача происходит непосредственно от наружной поверхности цилиндра в воздух. Коэффициент теплоотдачи от металла к воздуху почти в 20 раз меньше, чем к охлаждающей жидкости, поэтому для обеспечения отвода теплоты цилиндры двигателя изготавливают с ребрами для увеличения их теплопередающей поверхности. От поверхности ребрения теплота, поступающая к ней от стенок двигателя, отводится с охлаждающим потоком воздуха, создаваемым мощным вентилятором 1 (рис. 2.68) со встроенной гидромуфтой. В потоке охлаждающего воздуха установлен масляный радиатор 2. Тепловой режим двигателя контролируется датчиком температур.

Для обеспечения равномерного охлаждения и уменьшения расхода воздуха при минимальной затрате мощности на привод вен-

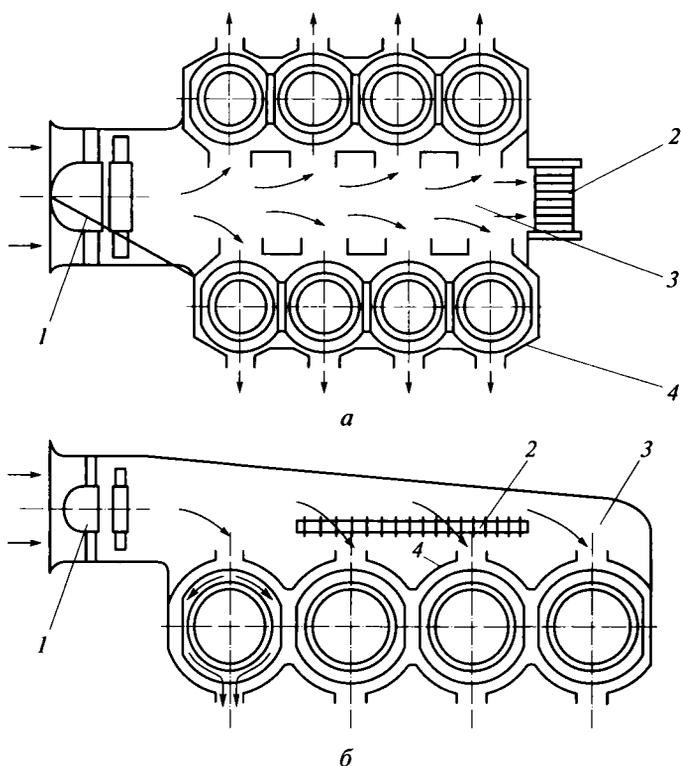


Рис. 2.68. Схемы воздушного охлаждения двигателей:

*a* — V-образного; *б* — рядного; 1 — вентилятор со встроенной гидромуфтой; 2 — масляный радиатор; 3 — кожух; 4 — дефлектор; —> — направление движения воздуха

тилятора в двигателях с воздушным охлаждением движение воздуха организуют по определенной схеме, для чего применяют направляющие кожухи 3 и дефлекторы 4. Дефлекторы — это направляющие устройства для подачи с определенной скоростью и направлением потока воздуха к ребренным поверхностям.

Интенсивность воздушного охлаждения зависит от размера теплоотводящей поверхности, формы и расположения ребер, скорости, количества, направления и температуры окружающего воздуха. Регулирование температуры двигателя осуществляется изменением расхода поступающего в систему или выходящего из системы воздуха с помощью заслонок или подачей вентилятора (путем изменения частоты вращения или положения лопастей вентилятора).

Простейший вариант — управление потоком воздуха в системе воздушного охлаждения с помощью заслонок с ручным управ-

лением. При изменении расхода воздуха, выходящего из системы, положение заслонок может регулироваться с помощью термостатов.

При автоматическом регулировании температуры двигателя подачей воздуха вентилятором в привод вентилятора / вводится гидромурфта, заполняемая маслом через канал, сечение которого изменяется термклапаном.

Воздушное охлаждение получило наибольшее распространение в дизелях, у которых рабочий процесс улучшается при более высоких температурах поверхностей камер сгорания. В бензиновых двигателях воздушное охлаждение используется в моделях с невысокой мощностью.

## **2.11. Система зажигания**

### **2.11.1. Назначение системы, батарейная система зажигания**

*Система зажигания* двигателя предназначена для создания импульсов высокого напряжения, вызывающих вспышку рабочей смеси в камере сгорания двигателя, синхронизации этих импульсов с фазой двигателя и распределения импульсов зажигания по цилиндрам двигателя. Для зажигания рабочей смеси применяются две системы: система батарейного зажигания и зажигание от магнето.

На автомобильных бензиновых двигателях широко применяют батарейные системы зажигания, которые позволяют увеличить напряжение аккумуляторной батареи или генератора до величины, необходимой для возникновения электрического разряда, и в требуемый момент подать это напряжение на соответствующую свечу зажигания. Момент зажигания характеризуется углом опережения зажигания, который представляет собой угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от положения вала в момент подачи искры до ВМТ.

В систему зажигания необходимая энергия поступает не непосредственно из аккумуляторной батареи, а из промежуточного накопителя энергии. От мощности искры и момента зажигания рабочей смеси в значительной степени зависят экономичность и устойчивость работы двигателя, а также токсичность отработавших газов.

Воспламенение рабочей смеси в камере сгорания автомобильного бензинового двигателя осуществляется посредством электрического разряда между электродами свечи, ввернутой в головку цилиндра двигателя.

Бесперебойное искрообразование между электродами свечи происходит при высоком (15... 24 кВ) напряжении. На прогревом

двигателе к моменту искрообразования рабочая смесь сжата и имеет температуру, близкую к температуре самовоспламенения. В этом случае достаточно незначительной энергии электрического разряда порядка 5 МДж. Однако для некоторых режимов работы двигателя требуется значительная энергия искры, порядка 30... 100 МДж, это режимы пуска двигателя, работа на бедной смеси при частично открытой дроссельной заслонке, работа на холостом ходу, работа при резком открывании дроссельной заслонки.

*Классификация батарейных систем зажигания*, использующих катушку (или несколько катушек) зажигания в качестве источника импульсов высокого напряжения, выполняется по ряду признаков, например:

*по способу управления (синхронизации) системой зажигания* — с контактным и бесконтактным управлением;

*способу регулирования угла опережения зажигания* — с механическим (вакуумным, центробежным) или электронным регулированием;

*способу накопления энергии* — системы с накоплением энергии в индуктивности (катушка зажигания) и емкости (в конденсаторе);

*способу распределения импульсов высокого напряжения по цилиндрам двигателя* — с механическим и статическим распределением. При статическом распределении эту функцию выполняют многовыводные (на двух, четырех, шести выводах) катушки зажигания, управляемые контроллером;

*типу защиты от радиопомех* — экранированные системы и с помехоподавляющими резисторами.

В зависимости от конструкции различают следующие основные системы батарейного зажигания: контактная; контактно-транзисторная; бесконтактно-транзисторная; микропроцессорная.

Принципиальная схема *контактной системы батарейного зажигания* (КСЗ) представлена на рис. 2.69. Для преобразования электрического тока низкого (12 В) напряжения в ток высокого (15... 24 кВ) напряжения служит индукционная катушка зажигания 4, представляющая собой трансформатор с размещенными на сердечнике первичной и вторичной обмотками. Для размыкания цепи тока низкого напряжения предназначен механический прерыватель 8. Параллельно контактам прерывателя подключен конденсатор 7 постоянной емкости 0,2... 0,3 мкФ.

Ток высокого напряжения от индукционной катушки зажигания 4 по проводам высокого напряжения поступает к распределителю 5, а от него — к свечам 6 зажигания. Прерыватель 8 и распределитель 5 конструктивно выполнены в одном устройстве, называемом прерывателем-распределителем. Число выступов кулачка прерывателя (число размыканий цепи тока низкого напряжения за один оборот кулачка) равно числу цилиндров двигателя. Привод кулачка прерывателя и ротора распределителя осуществ-

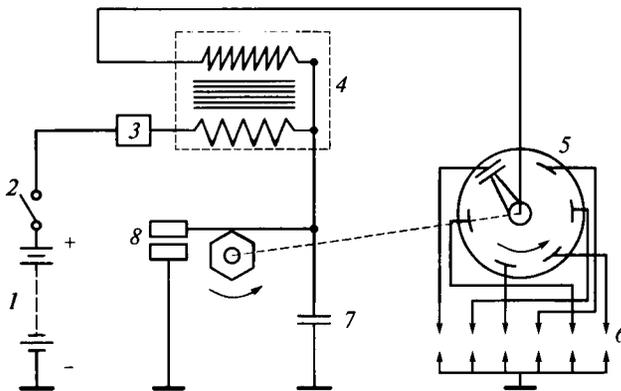


Рис. 2.69. Принципиальная схема контактной системы батарейного зажигания:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — выключатель зажигания; 3 — вариатор; 4 — индукционная катушка зажигания; 5 — распределитель; 6 — свечи зажигания; 7 — конденсатор; 8 — прерыватель; —> — направление вращения ротора

ляется одним валом от распределительного вала двигателя, причем у четырехтактных двигателей частота вращения этих валов одинакова.

При включении выключателя 2 зажигания от аккумуляторной батареи 1 при замкнутых контактах прерывателя 8 через первичную обмотку индукционной катушки зажигания проходит электрический ток, создающий магнитное поле, магнитные линии которого пересекают витки обеих обмоток и замыкаются через сердечник. При размыкании контактов прерывателя 8 ток в первичной цепи и созданное им магнитное поле исчезают, что вызывает появление электрического тока в витках первичной и вторичной обмоток, величина которого пропорциональна скорости изменения магнитного поля. Так как число витков вторичной обмотки значительно больше, чем первичной, напряжение во вторичной обмотке достигает 15... 24 кВ.

При размыкании первичной цепи (цепи тока низкого напряжения) в первичной обмотке индукционной катушки зажигания индуцируется ток напряжением 200... 300 В, направление его совпадает с направлением основного тока, что приводит к замедлению скорости исчезновения магнитного поля, а следовательно, к снижению индуцированного во вторичной обмотке напряжения. При последующем замыкании первичной цепи ток самоиндукции имеет направление, противоположное основному току, т. е. препятствует быстрому нарастанию силы тока в первичной цепи. С целью устранения отрицательного влияния тока самоиндукции на величину вторичного напряжения и на рабо-

тоспособность контактов прерывателя  $\delta$  параллельно им подключается конденсатор 7. Заряжаясь при размыкании контактов, конденсатор уменьшает искрообразование между ними, способствует увеличению скорости изменения силы тока в первичной цепи, что приводит к росту вторичного напряжения. Кроме того, разряжаясь в момент последующего замыкания контактов, конденсатор увеличивает скорость нарастания силы тока в первичной обмотке катушки зажигания.

Когда вторичное напряжение превышает пробивное, между электродами свечи зажигания происходит искровой разряд, во вторичной цепи возникает ток, а напряжение во вторичной цепи резко уменьшается.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала продолжительность замкнутого состояния контактов прерывателя  $\delta$  сокращается, что приводит к уменьшению силы тока размыкания и вторичного напряжения. Для некоторого повышения напряжения во вторичной обмотке при сокращении продолжительности замкнутого состояния контактов прерывателя служит добавочное сопротивление, или вариатор  $\mathcal{Z}$ , включенный последовательно в цепь низкого напряжения катушки зажигания. Вариатор изготовлен из сплава, сопротивление которого нелинейно зависит от температуры. При малой частоте вращения коленчатого вала, когда сила тока в первичной обмотке достаточно большая, вариатор нагревается и его сопротивление возрастает. Это способствует уменьшению силы тока в первичной обмотке и предохранению индукционной катушки зажигания от перегрева. По мере увеличения частоты вращения вала сила тока в первичной обмотке уменьшается, вариатор остывает, его сопротивление снижается, а сила тока в первичной обмотке возрастает.

Главные недостатки батарейной системы зажигания — большая сила тока, проходящего через прерыватель и вызывающего электроэрозионное изнашивание контактов, а также искрящие высоковольтные контакты в распределителе. Эти недостатки в первую очередь уменьшают срок службы и снижают надежность всей системы зажигания. Для улучшения работы системы зажигания в нее включают транзисторные коммутаторы.

В *контактно-транзисторной системе зажигания* (КТСЗ) цепь электрического тока низкого напряжения разделена на силовую цепь и цепь управления. При этом значительно снижается сила тока, проходящего через контакты прерывателя, что увеличивает срок их службы. За счет большей величины и скорости изменения силы тока в силовой цепи, а также изменения обмоточных данных индукционной катушки зажигания существенно возрастает вторичное напряжение. Это обеспечивает стабильную работу системы зажигания при больших частотах вращения коленчатого вала и при работе двигателя на обедненных смесях.

Коллектор транзистора 1 (рис. 2.70) соединен с «массой», база Б — с подвижным контактом прерывателя, а эмиттер Э — с первичной обмоткой 6 индукционной катушки зажигания. Первичная обмотка через резисторы  $R1$  и  $R2$  соединена с аккумуляторной батареей 10. При пуске двигателя стартером выключатель 11 стартера шунтирует резистор  $R2$ . Транзистор выполняет роль прерывателя цепи тока низкого напряжения. При замыкании контактов прерывателя по цепи управления транзистором (база — эмиттер) проходит ток управления, под действием которого силовая цепь транзистора (коллектор — эмиттер) открывается и через первичную обмотку 6 индукционной катушки зажигания проходит ток силой, превышающей первичный ток обычной системы зажигания примерно в 2 раза. При размыкании контактов прерывателя ток в цепи управления транзистором исчезает, разность потенциалов базы и эмиттера транзистора становится равной нулю, сопротивление перехода эмиттер — коллектор резко повышается и транзистор запирает силовую цепь. При исчезновении тока в первичной цепи в витках вторичной обмотки 7 индукционной ка-

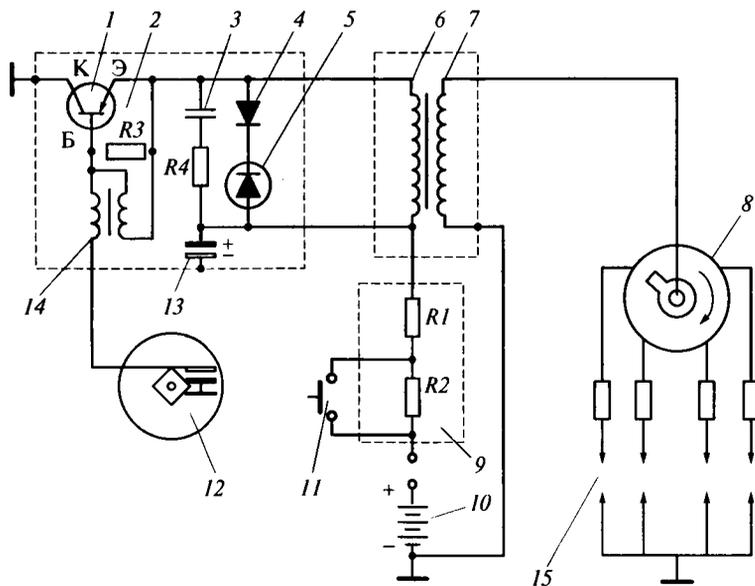


Рис. 2.70. Схема контактно-транзисторной системы зажигания:

1 — транзистор; 2 — коммутатор; 3, 13 — конденсаторы; 4 — германиевый диод; 5 — стабилизатор; 6, 7 — первичная и вторичная обмотки индукционной катушки зажигания; 8 — распределитель; 9 — блок дополнительных резисторов  $R1$  и  $R2$ ; 10 — аккумуляторная батарея; 11 — выключатель стартера; 12 — прерыватель; 14 — трансформатор; 15 — свечи зажигания; Б — база; К — коллектор; Э — эмиттер;  $R1$ ,  $R2$  — резисторы цепи низкого напряжения;  $R3$ ,  $R4$  — сопротивления коммутатора;  $\rightarrow$  — направление вращения ротора

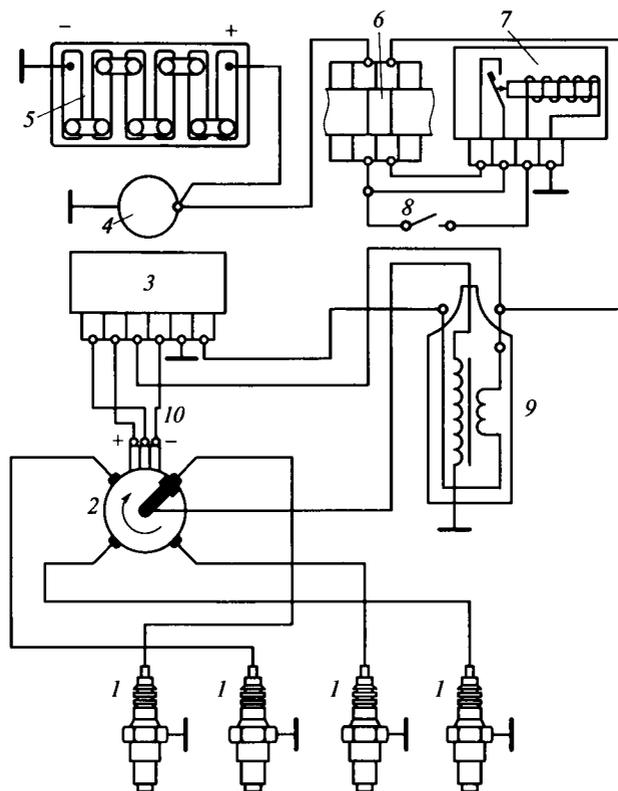


Рис. 2.71. Бесконтактно-транзисторная система зажигания:

1 — свечи зажигания; 2 — датчик-распределитель; 3 — коммутатор; 4 — генератор; 5 — аккумуляторная батарея; 6 — монтажный блок; 7 — реле зажигания; 8 — замок зажигания; 9 — катушка зажигания; 10 — индукционный датчик (датчик Холла)

тушки зажигания индуцируется высокое напряжение, подводимое распределителем 8 обычного типа к свечам 15 зажигания.

Трансформатор 14 и сопротивление  $R3$  выполняют функции конденсатора в обычной системе зажигания, т.е. ускоряют процесс размыкания силовой цепи и способствуют увеличению скорости изменения магнитного потока. Стабилитрон 5 и германиевый диод 4 защищают транзистор от перенапряжения, которое может возникнуть на первичной обмотке при отключении нагрузки во вторичной цепи индукционной катушки зажигания: отсоединение провода высокого напряжения, неисправность свечи зажигания и т.д.

Защита транзистора от перегрузки по току во время пуска двигателя обеспечивается резистором  $R1$ , ограничивающим силу тока

в первичной обмотке при шунтировании резистора *R2*. Конденсатор *13* защищает транзистор от перенапряжений, возникающих в цепи питания при отключении аккумуляторной батареи, коротком замыкании в обмотках генератора и др. Конденсатор *3* и сопротивление *R4* уменьшают потери мощности при переключении транзистора (снижают нагрев).

*Бесконтактно-транзисторная система зажигания (БТСЗ)* является наиболее совершенной. В этой системе транзисторный коммутатор *3* (рис. 2.71), прерывающий цепь первичной обмотки катушки зажигания, срабатывает под воздействием электрического импульса, создаваемого бесконтактным датчиком. Наибольшее распространение получили бесконтактные магнитоэлектрические датчики — индукционные (датчики Холла). В БТСЗ вместо прерывателя-распределителя применяется датчик-распределитель 2.

Устройство коммутатора для таких бесконтактных систем достаточно сложное (в нем есть микросхема, силовой транзистор, а также несколько резисторов, стабилитроны и конденсаторы). Энергия искры в 3—4 раза больше, чем в КСЗ.

Основные достоинства БТСЗ относительно контактных систем следующие: контакты распределителя не обгорают и не загрязняются; создается повышенная энергия разряда в свече (это особенно важно при разгоне машины, когда условия для воспламенения смеси неблагоприятны, БТСЗ примерно на 20 % снижает содержание СО в отработавших газах и на 5 % уменьшает расход топлива); обеспечивается уверенный пуск холодного двигателя при низких температурах при падении напряжения до 6 В.

### **2.11.2. Приборы батарейной системы зажигания**

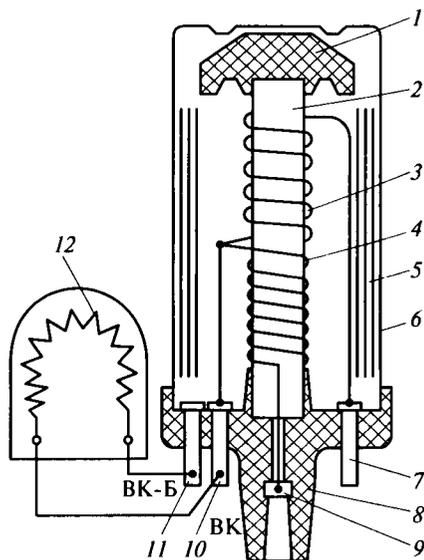
*Индукционная катушка зажигания* имеет стальной корпус *6* (рис. 2.72), в котором помещен кольцевой магнитопровод *5*, концентрирующий магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой *3*. На сердечник *2* намотана вторичная обмотка *4*, а снаружи к корпусу катушки прикреплен дополнительный резистор (вариатор) *12*. От аккумуляторной батареи электрический ток в первичную обмотку может поступать либо через клемму ВК-Б, либо (в случае шунтирования вариатора) через клемму ВК. От клеммы *7* ток низкого напряжения поступает к прерывателю и от клеммы *9* ток высокого напряжения отводится к распределителю.

*Прерыватель-распределитель* (рис. 2.73) состоит из прерывателя тока низкого напряжения, распределителя тока высокого напряжения, центробежного, вакуумного регуляторов и октан-корректора.

*Прерыватель* включается валиком *1*, который через механизм центробежного регулятора *9* приводит во вращение кулачок *12*,

Рис. 2.72. Индукционная катушка зажигания:

1 — фарфоровый изолятор; 2 — сердечник; 3, 4 — первичная и вторичная обмотки; 5 — кольцевой магнитопровод; 6 — корпус; 7, 9 — клеммы; 8 — карболитовая крышка; 10 — клемма ВК; 11 — клемма ВК-Б; 12 — дополнительный резистор (вариатор)



имеющий выступы. Число выступов равно числу цилиндров двигателя. На опорной пластине 2 на подшипнике установлен подвижный диск, на котором закреплены подвижный 13 и неподвижный 14 контакты прерывателя. Неподвижный контакт 14 соединен с «массой», а подвижный контакт 13 изолирован от диска и проводом соединен с клеммой 16, к которой присоединяется провод низкого напряжения от индукционной катушки. Подвижный диск может поворачиваться относительно кулачка с помощью вакуумного регулятора 10. Положение корпуса распределителя относительно кулачка изменяется вручную октан-корректором 11. При вращении кулачок своими выступами набегаёт на текстолитовую подушку подвижного контакта и контакты размыкаются. Фильцы (смоченный маслом фетр) 3 и 15 служат для осуществления смазывания рабочих поверхностей валика и кулачка.

*Распределитель* тока высокого напряжения состоит из ротора 4, карболитовой крышки 5 с боковыми контактами 7 и центральным графитовым электродом 8. Число боковых электродов равно числу цилиндров двигателя. Ротор вращается заодно с кулачком прерывателя. При работе двигателя ток высокого напряжения от индукционной катушки через зажим 6 высокого напряжения и центральный графитовый электрод 8 по разностной пластине ротора поступает к боковым электродам и далее по проводам высокого напряжения — к свечам зажигания в соответствии с порядком работы двигателя.

*Центробежный регулятор* служит для автоматического изменения угла опережения зажигания при изменении частоты вращения коленчатого вала. Такой регулятор состоит из опорной пластины с осями 5 (рис. 2.74, а), на которые надеты грузики 6 с пружинами 3 и штифтами 1, входящими в вырезы ведомой пласт-

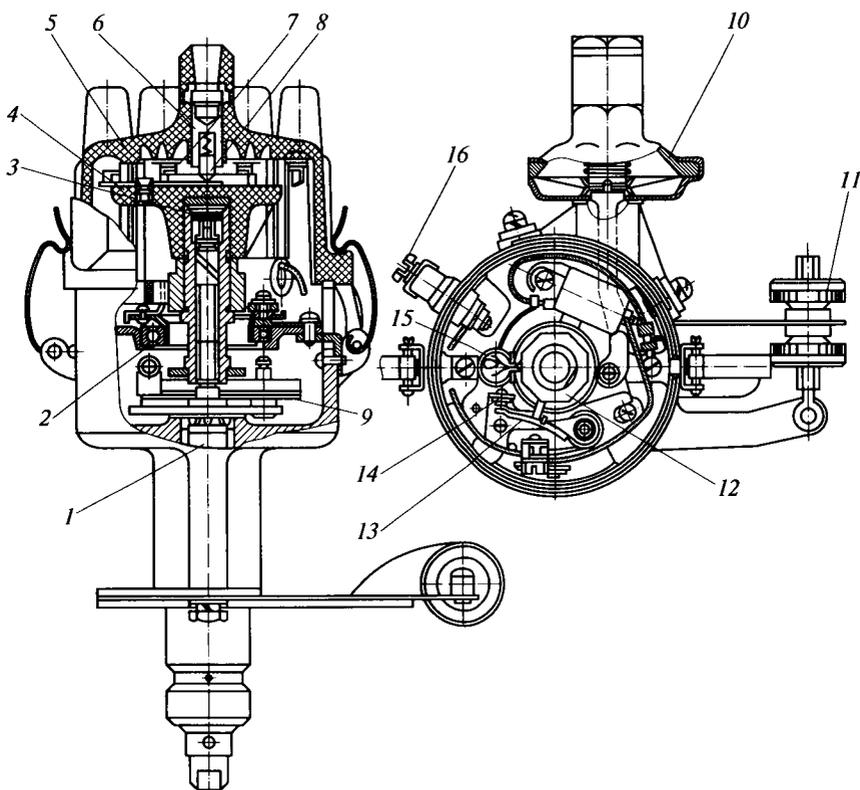


Рис. 2.73. Прерыватель-распределитель:

1 — валик; 2 — опорная пластина; 3, 15 — фильцы; 4 — ротор; 5 — крышка; 6 — зажим высокого напряжения; 7 — боковые контакты крышки; 8 — центральный графитовый электрод; 9 — центробежный регулятор; 10 — вакуумный регулятор; 11 — октан-корректор; 12 — кулачок; 13, 14 — подвижный и неподвижный контакты; 16 — клемма низкого напряжения

тины 2. Опорная пластина 4 вращается вместе с валиком привода. При увеличении частоты вращения вала двигателя, а следовательно, и валика прерывателя грузики преодолевают сопротивление пружин и расходятся в стороны, поворачиваясь относительно осей. При этом штифты поворачивают ведомую пластину и кулачок относительно опорной пластины, что приводит к более раннему размыканию контактов прерывателя, т. е. увеличению угла опережения зажигания.

*Вакуумный регулятор* служит для автоматического изменения угла опережения зажигания при изменении нагрузки двигателя. Диафрагма 10 (рис. 2.74, б) вакуумного регулятора нагружена пружиной 3 и тягой 9, соединяющей диафрагму с подвижным дис-

ком 8 прерывателя. Через трубку 11 полость диафрагмы, где расположена пружина, соединена с задрессельным пространством карбюратора. Со стороны тяги полость диафрагмы сообщается с атмосферой. При незначительном открытии дроссельной заслонки 12, что соответствует малой нагрузке двигателя, в полости справа от диафрагмы создается разрежение. Под действием атмосферного давления диафрагма 10 прогибается и через тягу 9 поворачивает подвижный диск 8 против вращения кулачка прерывателя в сторону более раннего размыкания контактов прерывателя, увеличивая угол опережения зажигания. По мере увеличения нагрузки дроссельная заслонка открывается, разрежение в задрессельном пространстве уменьшается и пружина 3 перемещает диафрагму и связанную с ней тягу 9 обратно в сторону более позднего размыкания контактов прерывателя (позднего зажигания).

Совместная работа центробежного и вакуумного регуляторов позволяет обеспечить оптимальную величину угла опережения

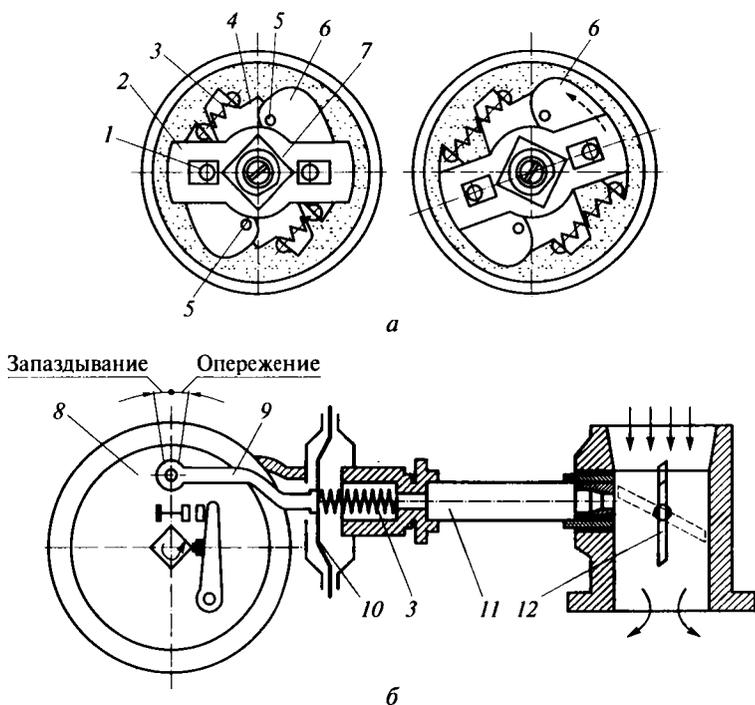


Рис. 2.74. Регуляторы угла опережения зажигания:

*a* — центробежный; *б* — вакуумный; 1 — штифт; 2 — ведомая пластина; 3 — пружина; 4 — опорная пластина; 5 — ось; 6 — грузик; 7 — кулачок прерывателя; 8 — подвижный диск; 9 — тяга; 10 — диафрагма; 11 — трубка; 12 — дроссельная заслонка карбюратора; - - - - - направление поворота опорной пластины; — — — — — направление движения воздуха

зажигания при изменении скоростного режима и нагрузки двигателя и снизить тем самым расход топлива на 10... 15 %.

*Октан-корректор* служит для установки угла опережения зажигания в зависимости от октанового числа бензина. Октан-корректор представляет собой устройство, позволяющее поворачивать с помощью регулировочных гаек октан-корректора 11 (см. рис. 2.73) корпус распределителя с пластиной, на которой расположены контакты прерывателя, относительно кулачка прерывателя. Для увеличения угла при работе на бензине с большим ОЧ корпус распределителя необходимо повернуть против вращения кулачка прерывателя, и наоборот.

*Свеча зажигания* служит для получения искрового разряда в камере сгорания, тепловое воздействие которого воспламеняет рабочую смесь. Условия работы свечи зажигания характеризуются значительными термическими, электрическими и механическими нагрузками. Изолятор 1 (рис. 2.75) свечи зажигания изготовлен из материала, который обладает высокой электрической и механической прочностью. Для обеспечения бесперебойной работы свечи зажигания необходимо поддерживать температуру ее теплового конуса 7 в пределах 700... 800 °С.

При этой температуре нагар, отлагающийся на конусе и электродах свечи (центральном 8 и боковом 9), сгорает и происходит ее самоочистка. При температуре теплового конуса ниже 500 °С изолятор нижней части свечи покрывается нагаром, что приводит к снижению пробивного напряжения и перебоям в работе двигателя из-за возможных пропусков зажигания рабочей смеси.

Если температура теплового конуса выше 800... 900 °С, то может возникнуть так называемое *калильное зажигание*, когда рабочая смесь воспламеняется не от электрической искры, а от нагретых до высокой температуры электродов и поверхности изолятора. Способность свечи работать без возникновения калильного зажигания оценивают ее калильным числом.

Для поддержания необходимой температуры теплового конуса выпускаются свечи зажигания с разной степенью теплоотдачи.

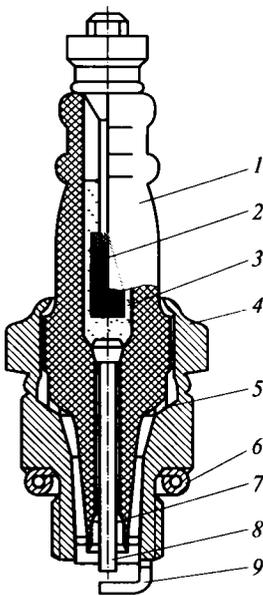


Рис. 2.75. Свеча зажигания:

1 — изолятор; 2 — контактная головка; 3 — токопроводящий стеклогерметик; 4 — корпус; 5, 6 — уплотнительные прокладки; 7 — тепловой конус; 8 — центральный электрод; 9 — боковой электрод («масса»)

В двигателях с невысокой степенью сжатия применяют «горячие» свечи зажигания (малая степень теплоотдачи), а для двигателей с повышенной степенью сжатия — «холодные» свечи (большая степень теплоотдачи). «Горячие» свечи зажигания имеют удлиненную нижнюю часть изолятора и более широкую расточку корпуса, а «холодные» — укороченную нижнюю часть изолятора и узкую расточку корпуса. Чем меньше высота теплового конуса, тем «холоднее» свеча зажигания и больше допустимая степень сжатия, при которой обеспечивается работа двигателя без калильного зажигания. На свойства свечи зажигания большое влияние оказывают материал, из которого изготовлены изолятор и электроды, а также число боковых электродов.

### **2.11.3. Микропроцессорная система управления зажиганием**

Общей тенденцией развития схем электрооборудования является широкое применение электронных устройств. Электронные блоки (процессоры, контроллеры, микроЭВМ), обработав по заложенным в них программам (алгоритмам) сведения, поступающие от многочисленных датчиков, выдают команды на обмотки релейного блока, посредством которого ток силового питания подается к соответствующим устройствам.

В *электронной системе управления зажиганием* применяется модуль зажигания 5 (рис. 2.76), состоящий из двухканального электронного коммутатора и двух двухвыводных катушек зажигания. Система зажигания не имеет подвижных деталей и поэтому не требует обслуживания, не имеет также регулировок, поскольку управление зажиганием полностью электронное.

В системе зажигания применяется метод распределения искры, называемый методом «холостой искры». Цилиндры двигателя объединены в пары I—IV и II—III и искрообразование происходит одновременно в двух цилиндрах: в цилиндре, в котором заканчивается такт сжатия (рабочая искра), и в цилиндре, в котором происходит такт выпуска (холостая искра). Электрический ток в первичных и вторичных обмотках катушек зажигания течет в одном направлении. Вследствие этого ток искрообразования в одной свече всегда протекает с центрального электрода на боковой, а в другой — с бокового на центральный.

Управление зажиганием осуществляется контроллером 6, использующим информацию о режиме работы двигателя, получаемую от датчиков системы управления двигателем. Датчик 7 положения коленчатого вала подает в контроллер сигнал, на основе которого контроллер делает расчет последовательности срабатывания катушек в модуле 5 зажигания.

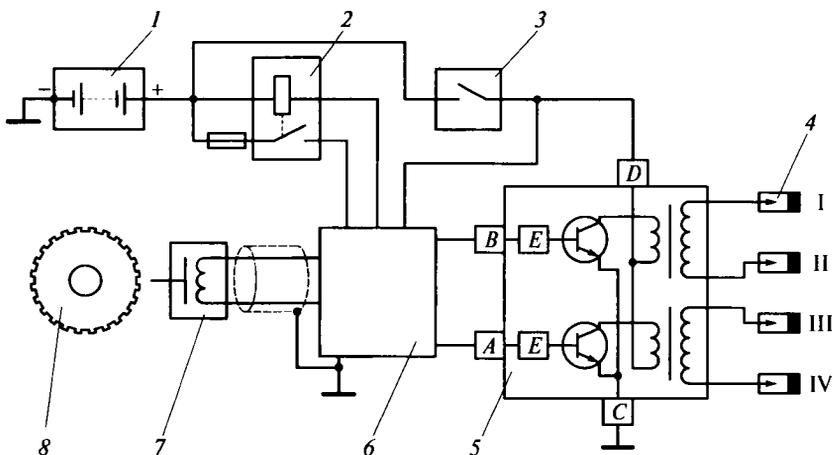


Рис. 2.76. Схема электронной системы управления зажиганием:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — главное реле; 3 — выключатель зажигания; 4 — свечи зажигания; 5 — модуль зажигания; 6 — контроллер; 7 — датчик положения коленчатого вала; 8 — задающий диск; A, B, C, D — контакты модуля зажигания; E — устройства согласования; I—IV — цилиндры

Для точного управления зажиганием контроллер использует информацию о частоте вращения коленчатого вала; нагрузке двигателя (массовый расход воздуха); температуре охлаждающей жидкости; положении коленчатого вала; наличии детонации.

*Система зажигания имеет следующие четыре цепи:*

*питания* — напряжение из бортовой сети автомобиля (с аккумуляторной батареи 1) поступает после выключателя 3 зажигания на контакт D модуля зажигания;

*«массы»* — цепь соединения с «массой» идет с торца крышки головки цилиндров на контакт C модуля зажигания;

*управления зажиганием цилиндров I и IV* — контроллер 6 подает сигнал управления зажиганием на контакт B модуля зажигания 5. Этот сигнал используется для коммутации первичной обмотки катушки зажигания и выдачи высокого напряжения на свечи зажигания цилиндров I и IV;

*управления зажиганием цилиндров II и III* — контроллер 6 подает сигнал управления зажиганием на контакт A модуля зажигания 5. Этот сигнал используется для коммутации первичной обмотки катушки зажигания и выдачи высокого напряжения на свечи зажигания цилиндров II и III.

На современных автомобилях в последнее время широкое применение находят системы зажигания с индивидуальными модулями зажигания на каждый цилиндр.

## 2.11.4. Система зажигания от магнето

Система зажигания от магнето отличается от батарейной системы зажигания тем, что все приборы, кроме проводов высокого напряжения и свечей зажигания, сконструированы в одном агрегате — магнето. Источник тока, трансформатор, прерыватель и распределитель конструктивно сконструированы в одном корпусе.

В зависимости от магнитной схемы применяются магнето с вращающимся магнитом или с вращающимся магнитным коммутатором. В системах зажигания пусковых двухтактных карбюраторных двигателей, в двигателях разного мотоинструмента чаще применяются магнето с вращающимся магнитом, так как они более просты по конструкции по сравнению со второй схемой и надежны в эксплуатации из-за отсутствия скользящих контактов.

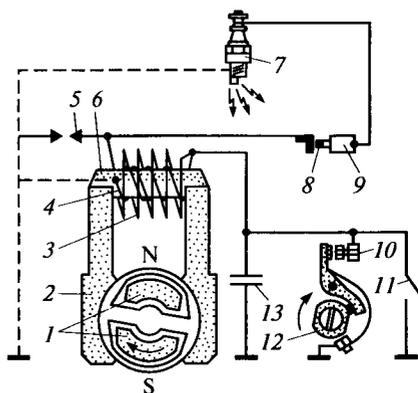
Принципиальная схема системы зажигания пускового двигателя от магнето с вращающимся магнитом приведена на рис. 2.77. При вращении якоря 1 изменяется магнитный поток, передаваемый от одного полюса постоянного магнита к другому через сердечник 6. Число изменений магнитного потока за один оборот якоря будет равно числу пар полюсов магнита.

Изменяющийся магнитный поток индуцирует электрический ток в первичной 4 и вторичной 3 обмотках. Максимальная сила тока соответствует наибольшей скорости изменения магнитного потока, проходящего через сердечник 6 (два раза за один оборот двухполюсного магнита). При вращении магнита с большой скоростью индуцируемая во вторичной обмотке электродвижущая сила (ЭДС) составляет 2 000... 3 000 В, что значительно ниже пробивного напряжения.

Наибольшая сила тока в первичной цепи достигается в момент, когда якорь магнето поворачивается относительно своего нейтрального положения ( $90$  и  $270^\circ$ ) на угол  $7 \dots 12^\circ$ . Для повышения вторич-

Рис. 2.77. Принципиальная схема системы зажигания пускового двигателя от магнето с вращающимся магнитом:

1 — якорь; 2 — стойка; 3, 4 — вторичная и первичная обмотки; 5 — искровой разрядник; 6 — сердечник; 7 — свеча зажигания; 8 — контакт; 9 — выводной контакт; 10 — неподвижный контакт прерывателя; 11 — выключатель; 12 — кулачок прерывателя; 13 — конденсатор; N, S — полюса магнита; → — направление вращения якоря и кулачка



ного напряжения и получения искрового разряда между электродами свечи зажигания в определенное время в первичной цепи магнето служит прерыватель с неподвижным контактом 10. Кулачок 12 прерывателя вращается вместе с якорем. Для уменьшения подгорания контактов прерывателя при их размыкании параллельно контактам прерывателя в схему включен конденсатор 13.

Замыкание первичной цепи происходит в момент, когда ЭДС в первичной обмотке близка к нулю, а размыкание, когда ток в ней имеет максимальное значение. При размыкании контактов прерывателя энергия магнитного поля первичной обмотки 4 превращается в электрическую энергию искры, образующейся между электродами свечи 7 зажигания. Для получения искры необходимо напряжение 18...20 кВ. Угол, на который поворачивается якорь 1 магнето от своего центрального положения к моменту размыкания контактов прерывателя, называют *а б р и с о м*. Значение этого угла зависит от типа магнето и определяется опытным путем.

Для изменения угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения двигателя в приводе магнето предусматривается специальная центробежная муфта.

Выключатель 11 служит для замыкания на «массу» вторичной обмотки, минуя прерыватель, при выключении зажигания. Искровой разрядник 5 предохраняет изоляцию обмоток магнето от повреждения (пробоя) при значительном возрастании вторичного напряжения в случае отсоединения провода высокого напряжения от свечи зажигания или ее неисправности.

## **2.12. Автотракторное электрооборудование**

### **2.12.1. Источники электрического тока**

Источниками электрического тока в системе электрооборудования машин являются генераторы и аккумуляторы.

*Генератор* — это электрическая машина, в которой получаемая от двигателя механическая энергия преобразуется в электрическую, подаваемую затем к потребителям.

Генераторы, применяемые на автомобилях и тракторах, бывают постоянного и переменного тока.

*Генераторы постоянного тока* с электромагнитным возбуждением и коллектором применяются на автомобилях и тракторах старой конструкции. Широкое внедрение полупроводниковых приборов позволило использовать на автотранспортной технике более совершенные и простые по конструкции генераторы переменного тока с полупроводниковыми выпрямителями.

*Генераторы переменного тока* выполняются по трех- или пятифазной схеме. Преобразование переменного тока в постоянный

ток осуществляется с помощью кремниевых полупроводниковых выпрямителей.

Устройство генератора переменного тока показано на рис. 2.78. По исполнению генератор — трехфазный синхронный электромагнитного возбуждения, с встроенным выпрямительным блоком и контактным токосъемником.

Основными частями генератора являются статор 12, вал 1 ротора, две крышки 3 и 14 (со стороны контактных колец и привода), вентилятор 15, приводной шкив 16 и щеточный узел (щеткодержатель) с двумя медно-графитовыми щетками 10. Привод генератора осуществляется шкивом 16 от ременной передачи. Статор 12, собранный из листов электротехнической стали, имеет внутри восемнадцать равномерно расположенных по окружности

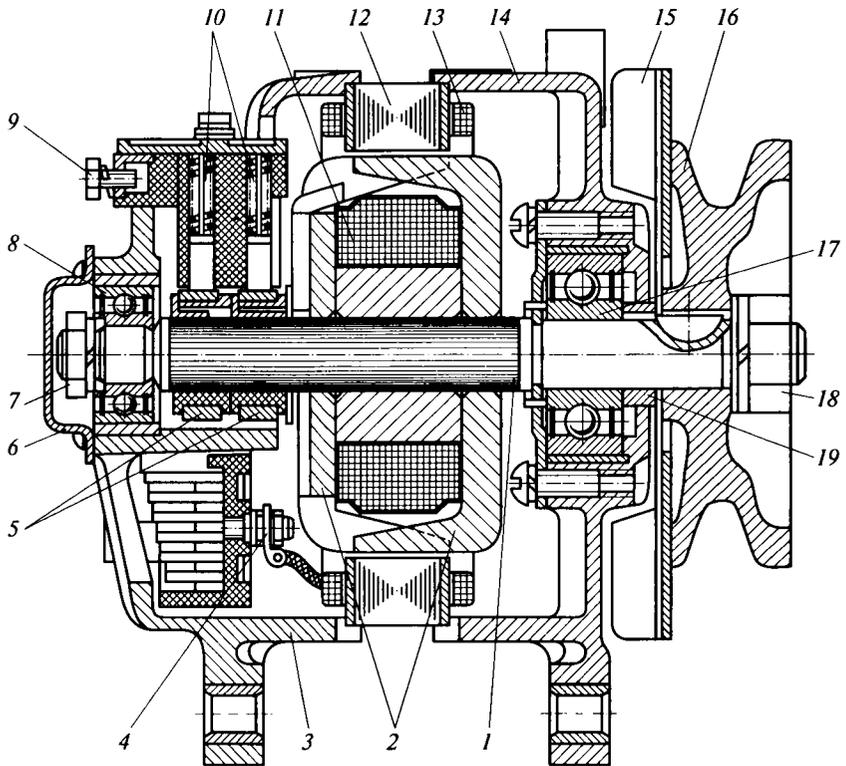


Рис. 2.78. Генератор:

1 — вал ротора; 2 — полюсные наконечники; 3 — крышка со стороны контактных колец; 4 — вывод выпрямительного блока; 5 — контактные кольца; 6 — крышка подшипника; 7, 18 — гайки; 8, 17 — подшипники; 9 — электрический вывод (вывод Ш); 10 — щетки; 11 — обмотка возбуждения ротора; 12 — статор; 13 — трехфазная обмотка статора; 14 — крышка со стороны привода; 15 — вентилятор; 16 — приводной шкив; 19 — втулка

пазов, в которых размещена трехфазная обмотка 13, соединенная по схеме «звезда».

Ротор состоит из напрессованных на вал 1 стальной втулки с намотанной на нее обмоткой 11 возбуждения и двух клювообразных полюсных наконечников 2, образующих двенадцатиполюсную магнитную систему. На вал ротора напрессованы контактные кольца 5, к которым припаяны концы обмотки возбуждения. Обе крышки имеют вентиляционные окна, через которые вентилятором 15 осуществляется обдув и охлаждение генератора. К задней крышке крепится щеточный узел (щеткодержатель), в отверстия которого вставлены две щетки 10, поджимаемые пружинами к контактному кольцам. Внутри этой же крышки расположен выпрямительный блок с выводом 4. Натяжение ремня привода генератора может регулироваться с помощью натяжной планки, закрепленной на передней крышке 14.

При включении замка зажигания на обмотку ротора подается напряжение аккумуляторной батареи, которое вызывает появление электрического тока возбуждения. Электрический ток возбуждения, проходя по обмотке возбуждения, создает магнитный поток, рабочая часть которого распределяется по клювообразным полюсам одной полярности.

При вращении ротора под каждым зубцом статора проходит попеременно то положительный, то отрицательный полюс, т.е. магнитный поток, пересекающий трехфазную обмотку 13 статора, изменяется по величине и направлению. При этом в обмотках будет индуцироваться переменная по величине и направлению ЭДС. Выпрямленный после прохождения через выпрямительный блок электрический ток поступает в сеть машины.

Источники электроэнергии — генератор и аккумуляторная батарея — на автомобилях и тракторах включены параллельно. При неработающем двигателе и малых частотах двигателя, когда напряжение на клеммах генератора не достигло номинальной величины, все потребители питаются от аккумуляторной батареи. С момента, когда напряжение на клеммах генератора достигнет номинальной величины и станет больше, чем напряжение аккумуляторной батареи, генератор при помощи специального реле автоматически включается в электрическую цепь и начинает питать ток потребителей, в том числе проводит заряд аккумуляторной батареи.

Для автоматического поддержания напряжения генератора в заданных пределах и обеспечения нормального зарядного режима аккумуляторной батареи в цепь генераторов подключены реле-регуляторы. Реле-регуляторы бывают контактного, контактно-транзисторного и транзисторного типов. В качестве примера на рис. 2.79 показана схема реле-регулятора РР-362Б контактно-транзисторного типа.

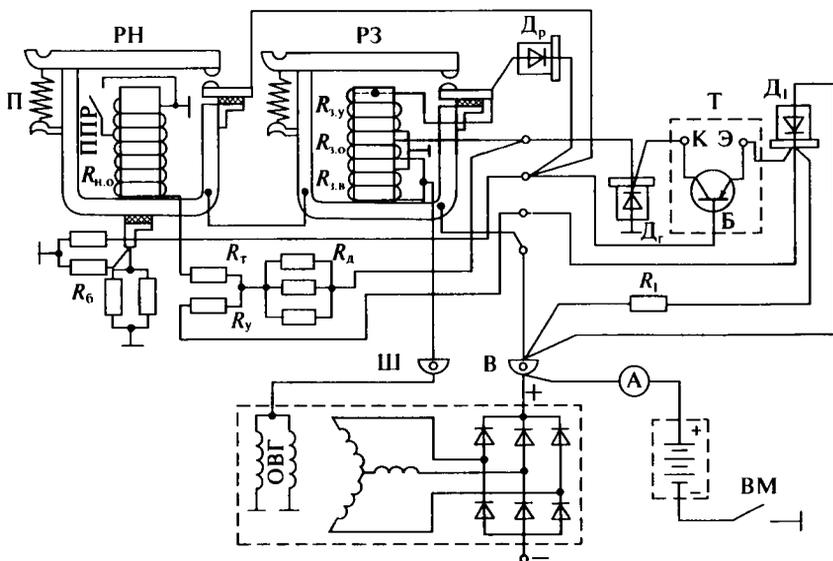


Рис. 2.79. Схема реле-регулятора PP-362Б контактно-транзисторного типа: РН — реле напряжения;  $R_{н.о.}$  — основная обмотка регулятора напряжения; РЗ — реле защиты; П — пружина;  $R_{з.у.}$ ,  $R_{з.о.}$ ,  $R_{з.в.}$  — соответственно удерживающая, основная и вспомогательная обмотки реле защиты;  $D_p$  — разделительный диод; Т — транзистор (триод); К, Б, Э — выводы транзистора (коллектор, база, эмиттер);  $D_г$ ,  $D_1$  — гасящий и запирающий диоды;  $R_6$ ,  $R_7$ ,  $R_y$ ,  $R_л$ ,  $R_1$  — резисторы; А — амперметр; ВМ — выключатель «массы»; ОВГ — обмотка возбуждения генератора; Ш, В — соответственно шунтовой и аккумуляторный зажимы реле

*Реле-регулятор PP-362Б* состоит из устройства для регулирования напряжения генератора, устройства для защиты транзистора от коротких замыканий в цепи обмотки возбуждения и устройства посезонной регулировки напряжения. Винт переключателя посезонной регулировки напряжения устанавливается на положение «зима» при отрицательной температуре воздуха, а также при недозаряде аккумуляторной батареи. В остальных случаях этот винт устанавливается в положение «лето».

Реле PP-362Б состоит из двух электромагнитных реле — напряжения РН и защиты РЗ, транзистора Т, трех диодов — разделительного  $D_p$ , гасящего  $D_г$  и запрещающего  $D_1$ , а также резисторов  $R_6$ ,  $R_7$ ,  $R_y$ ,  $R_л$ ,  $R_1$ .

При малой частоте вращения ротора генератора сердечник РН намагничивается недостаточно для преодоления усилия пружины П и притягивания верхнего контакта к нижнему. При этом транзистор Т «открыт», т.е. электрический ток проходит от зажима В через резистор  $R_1$ , диод  $D_1$ , эмиттер Э, базу Б и резистор  $R_6$  на

«массу». Электрическое сопротивление между Э и К при этом незначительно и ток идет также с эмиттера Э на коллектор К в основную обмотку реле  $R_{3,0}$  через зажим Ш и далее — через обмотку возбуждения генератора ОВГ на «массу». В результате происходит возбуждение генератора. Одновременно через обмотку РН проходит ток, который мал для притяжения контакта. Потребители тока питаются от аккумулятора.

При возрастании частоты вращения ротора генератора ток в обмотке РН увеличивается, смыкаются контакты, напряжение на диоде  $D_1$  падает, и транзистор закрывается, поскольку его база получает при сомкнутых контактах дополнительно полюсовый ток большего, чем на эмиттере, потенциала (на величину, соответствующую падению напряжения в диоде  $D_1$ ). После закрытия транзистора Т в обмотке возбуждения генератора возникает ЭДС самоиндукции, которая гасится диодом  $D_r$ , и включаются резисторы  $R_r$ ,  $R_y$ ,  $R_d$ , что уменьшает напряжение генератора — в этом случае контакты РН размыкаются, и транзистор снова открывается. Срабатывание контактов РН поддерживает напряжение в цепи летом 13... 14 В, а зимой на 0,8... 1,2 В больше. В то же время электрический ток поступает и на заряд аккумулятора.

Реле защиты с разделительным диодом  $D_p$  защищает транзистор от коротких замыканий. Неподвижные контакты РЗ и РН параллельно соединены через диод  $D_p$ . При коротком замыкании в цепи обмотки возбуждения генератора на «массу» сила тока, протекающего через обмотку  $R_{3,0}$ , увеличивается, контакты РЗ смыкаются и сила тока уменьшается. При этом обмотка  $R_{3,y}$  удерживает контакты сомкнутыми, а транзистор закрытым до тех пор, пока не будет отключен выключатель «массы» ВМ и не устранено короткое замыкание, после чего «масса» включается.

*Аккумуляторы* накапливают электрическую энергию и обеспечивают ею потребителей при неработающем двигателе (для пуска основного или пускового двигателя электростартером и для питания приборов машины) или в случаях, когда из-за низкой частоты вращения коленчатого вала генератор не может снабжать потребителей током. При высокой частоте вращения генератор обеспечивает электрическим током всех потребителей, включая и аккумулятор, который в этом случае работает как потребитель — накопитель электрической энергии.

*Аккумуляторные свинцово-кислотные батареи* (рис. 2.80) получили преобладающее применение в автотракторном электрооборудовании.

Все аккумуляторные батареи имеют соответствующую маркировку. Первая цифра маркировки (3 или 6) характеризует число последовательно соединенных аккумуляторов (блоков пластин) напряжением по 2 В в батарее, определяющее ее номинальное напряжение (6 или 12 В). Буквы СТ означают, что батарея стар-

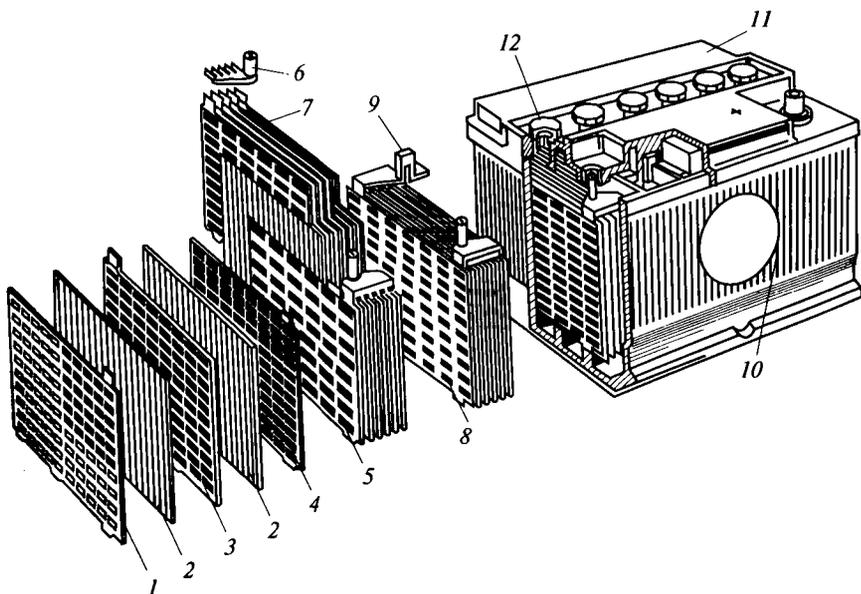


Рис. 2.80. Аккумуляторные свинцово-кислотные батареи:

1 — решетки; 2 — сепаратор; 3, 4 — положительные и отрицательные пластины; 5, 7 — полублоки; 6 — перемычки, последовательно соединяющие плюсовые и минусовые клеммы; 8 — блоки пластин; 9 — выводные штыри; 10 — аккумуляторный бак; 11 — крышка; 12 — пробки

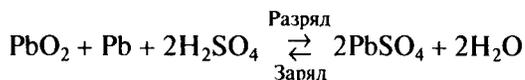
терная. Последующие цифры определяют номинальную емкость<sup>1</sup> батареи при разряде в течение 20 ч, а буквы — материал моноблока (Э — эбонит, Т — термостат, П — полиэтилен), материал сепараторов (М — мипласт, Р — мипор, П — пластипор, С — стекловолокно совместно с одним из материалов сепараторов). Аккумуляторные батареи с сухозаряженными пластинами в маркировке имеют букву З.

Например, маркировка 6СТ-132 ПМСЗ означает, что номинальное напряжение батареи — 12 В, батарея — стартерная, емкость батареи при разряде в течение 20 ч — 132 А·ч, материал моноблока — полиэтилен, материал сепаратора — мипласт и стекловолокно, исполнение — сухозаряженное.

<sup>1</sup> Количество электричества, которое может дать заряженный аккумулятор при разряде до допустимого предела (снижение напряжения до 1,7 В). Измеряется емкость ампер-часами. Для аккумуляторной батареи 1 А·ч — это емкость такого аккумулятора, который может давать ток силой 1 А в течение 1 ч. Емкость зависит от числа пластин, их размера, т. е. от величины активной массы, соприкасающейся с электролитом, от качества активной массы, силы разрядного тока, а также от температуры электролита.

Внутри аккумуляторной батареи расположены пять положительных 3 и шесть отрицательных 4 пластин, выполненных в виде решеток 1 из сплава свинца и сурьмы (6...8%), заполненных активной массой, состоящей из оксидов свинца с добавками для увеличения пористости. Пластины одной полярности собираются в полублоки 5, 7. Число отрицательных пластин в блоке 8 на одну больше числа положительных пластин.

Сепараторы 2 предназначены для предотвращения соприкосновения разноименных пластин и короткого замыкания между ними. Сверху аккумуляторы закрыты крышками 11, залитыми мастикой. Из мастики выступают перемычки 6, последовательно соединяющие плюсовые и минусовые клеммы, а также горловины наливных отверстий с пробками 12, снабженными вентиляционными отверстиями. Через горловины внутрь аккумулятора заправляется электролит — смесь дистиллированной воды с серной кислотой. По краям аккумуляторной батареи расположены выводные штыри (клеммы) для подключения к сети машины. Действие свинцово-кислотной батареи основано на реакции:



При заряде кислотного аккумулятора (рис. 2.81, а) сернокислый свинец пластин под действием электрического тока вступает в химическую реакцию с электролитом. В результате активная масса положительных пластин состоит из диоксида свинца  $\text{PbO}_2$ , а отрицательных — из губчатого свинца  $\text{Pb}$ . При этом увеличивается концентрация серной кислоты  $\text{H}_2\text{SO}_4$  в электролите (последний процесс показан стрелкой, направленной вверх).

При разряде кислотного аккумулятора (рис. 2.81, б) происходит обратная реакция: серная кислота  $\text{H}_2\text{SO}_4$  электролита вступает в химическую реакцию с активной массой пластин (диоксидом свинца  $\text{PbO}_2$  и губчатым свинцом  $\text{Pb}$ ), превращая ее в сернокис-

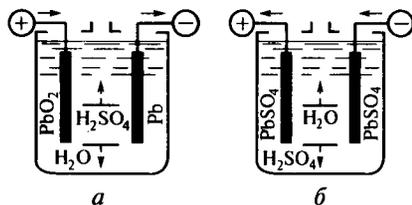


Рис. 2.81. Схемы работы кислотного аккумулятора:

а — процесс заряда; б — процесс разряда;  $\text{Pb}$  — свинец;  $\text{PbO}_2$  — диоксид свинца;  $\text{PbSO}_4$  — сернокислый свинец; «+», «-» — положительно и отрицательно заряженные пластины аккумулятора;  $\rightarrow$  — направление тока при заряде или разряде аккумулятора;  $\uparrow$  — увеличение (стрелки вверх) или уменьшение (стрелки вниз) содержания соответственно серной кислоты  $\text{H}_2\text{SO}_4$  и воды  $\text{H}_2\text{O}$  в электролите

лый свинец  $PbSO_4$ . При этом количество серной кислоты в электролите уменьшается (показано стрелкой, направленной вниз), часть ее замещается водой  $H_2O$ , вследствие чего удельная масса электролита уменьшается.

Следовательно, в процессе заряда аккумулятора постоянным током электрическая энергия преобразуется в химическую энергию активной массы пластин. При разряде аккумулятора происходит обратный процесс превращения химической энергии в электрическую.

Химические реакции внутри аккумулятора сопровождаются газовыделением («кипение» электролита — признак окончания заряда). Газы удаляются через вентиляционные отверстия в крышках. Поскольку при заряде аккумулятора концентрация серной кислоты в электролите увеличивается, а следовательно, и плотность электролита возрастает, по величине плотности судят о степени заряженности аккумулятора. Полностью заряженная батарея аккумулятора имеет напряжение до 2,5 В и плотность электролита 1,21 ... 1,31 г/см<sup>3</sup>. Для увеличения напряжения аккумуляторы в батареях соединяют последовательно. Работа генератора, реле-регулятора и аккумулятора контролируется по амперметру, установленному на щитке приборов в кабине. Иногда вместо амперметра в электрическую схему включают контрольную лампу — ее световой сигнал свидетельствует о необходимости подзаряда аккумулятора.

Конечное напряжение и емкость аккумулятора при разряде зависят от величины разрядного тока и температуры электролита. При понижении температуры, а также с увеличением разрядного тока напряжение, развиваемое аккумулятором в течение всего периода разряда, уменьшается, конечное напряжение падает, а количество отдаваемого электрического тока резко снижается.

Стартерные аккумуляторные батареи, используемые в автотракторном электрооборудовании, должны удовлетворять следующим основным требованиям: большая сила разрядного тока (200 ... 400 А в течение 5 ... 10 с) при возможно малом падении напряжения, что необходимо для обеспечения нормального пуска автотракторного двигателя при низких температурах; малые габаритные размеры и масса при достаточной емкости; быстрое восстановление емкости при заряде в эксплуатационных условиях; надежная работа при наличии больших колебаний температуры окружающей среды; постоянство напряжения.

### **2.12.2. Потребители электрической энергии, стартеры**

На тракторах и автомобилях все электрооборудование за исключением зажигания пускового двигателя работает на постоянном токе напряжением 12 В. Запальная свеча и магнето пускового

двигателя не подключены к общей сети электрооборудования трактора, они работают самостоятельно.

Соединение приборов и агрегатов электрооборудования выполнено по однопроводной схеме, при которой источники электрической энергии (аккумуляторная батарея и генератор переменного тока) и каждый потребитель соединены отрицательным полюсом с металлической частью («массой») машины. Минусовая клемма аккумуляторной батареи соединена с «массой» через включатель «массы».

Потребителями электрической энергии на тракторах и автомобилях являются следующие системы и приборы электрооборудования:

- стартер с тяговым реле включения и включатель стартера;
- система предпускового подогревателя;
- приборы освещения: передние и задние фары, сигналы поворота;
- приборы внутреннего освещения: плафон освещения кабины, лампа освещения щитка приборов, розетка переносной лампы;
- контрольные приборы: манометр масла, датчик температуры масла, контрольная лампа температуры масла, датчик температуры воды, указатель температуры воды, амперметр (указатель тока), контрольная лампа включателя «массы», датчик и указатель уровня топлива;
- вспомогательные приборы: электрический звуковой сигнал, электродвигатели стеклоочистителей, переключатели стеклоочистителей, электродвигатель вентилятора системы вентиляции и отопления кабины и включатель электродвигателя вентилятора, блок плавких предохранителей.

*Электростартер* применяют для пуска основного или пускового двигателя машины. Стартер представляет собой электродвигатель постоянного тока, использующий для своей работы электрическую энергию аккумуляторной батареи. В состав стартера входит также дистанционное управление ведущей шестерней и механизм автоматического ее выключения после того, как двигатель наберет нужные обороты.

На автомобилях и тракторах устанавливают стартеры со смешанным (рис. 2.82) или последовательным возбуждением.

Электрическая схема стартера показана на рис. 2.83, а. Внутри корпуса 1 стартера закреплены четыре электромагнита — полюса 2 с обмотками возбуждения 8. Вал якоря с обмоткой 3 вращается в двух бронзовых втулках, запрессованных в крышках стартера. На валу установлен коллектор 5 с контактирующими с ним положительными 4 и отрицательными 6 щетками. Обмотки возбуждения трех электромагнитов соединены последовательно с якорем, а обмотка четвертого магнита включена параллельно якорю. С пластинами коллектора соединены концы обмоток 3 якоря. Изолиро-

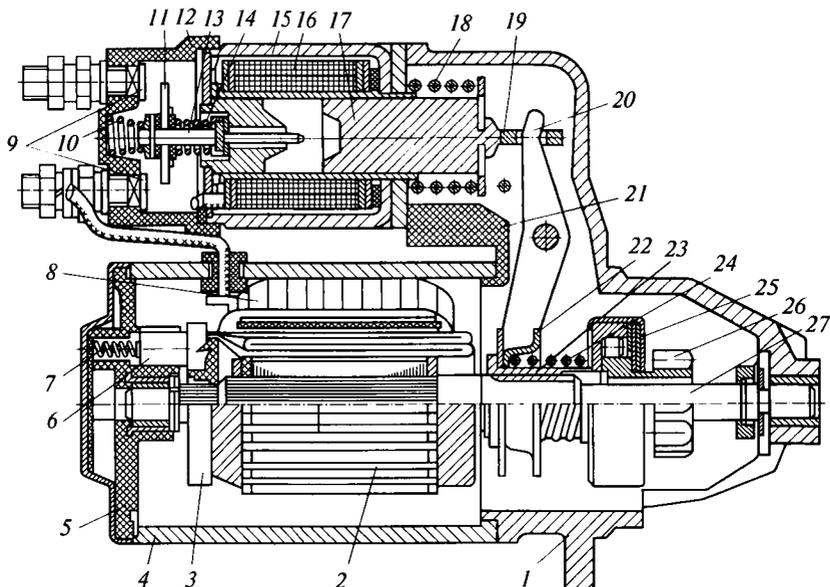


Рис. 2.82. Стартер СТ-362 со смешанным возбуждением:

1, 5 — крышки соответственно со стороны привода и коллектора; 2 — якорь; 3 — коллектор; 4 — корпус; 6 — щетка; 7 — пружина; 8 — полюс статора с обмоткой возбуждения; 9 — головные контакты; 10, 18 — возвратные пружины; 11 — контактный диск; 12 — крышка тягового реле; 13 — шток; 14 — прижимная пружина; 15 — корпус реле; 16 — катушка тягового реле; 17 — якорь тягового реле; 19 — серьга; 20 — рычаг включения стартера; 21 — уплотнительная прокладка; 22 — муфта включения; 23 — втулка; 24 — пружина включения; 25 — муфта свободного хода; 26 — шестерня включения; 27 — вал якоря

ванная от корпуса пара положительных щеток 4 соединена с обмоткой возбуждения, второй конец которой подсоединен к клемме 7, изолированной от корпуса. Пара отрицательных щеток 6 соединена с «массой» через корпус стартера.

Вращение якоря будет происходить за счет взаимодействия двух мощных магнитных полей, возникающих вокруг полюсов с обмотками, и обмотки якоря. При этом вращение от шестерни 9 привода будет передаваться через венец 11 на маховик пускового двигателя, в результате чего произойдет его пуск. В момент начала работы в цепи обмоток электростартера проходит электрический ток большой силы (1 350... 2 000 А), и аккумуляторная батарея быстро разряжается. С увеличением частоты вращения вала стартера сила тока снижается до 80... 100 А.

Для исключения быстрого разряда аккумуляторной батареи и выхода ее из строя стартер не следует держать включенным бо-

лее 15 с, а последующие его включения можно проводить через 1...2 мин.

При включении стартера происходит следующее: вначале срабатывает тяговое реле, которое своим магнитным полем втягивает вовнутрь якорь 17 (см. рис. 2.82), серья 19 которого поворачивает против часовой стрелки рычаг 20 включения стартера. При повороте нижний конец рычага перемещает вправо вдоль вала муфты 22 включения, а также связанные с ней муфту 25 свободного хода и шестерню 26 включения, зубья которой при этом входят в зацепление с венцом маховика пускового двигателя. В конце хода якорь тягового реле замыкает головные контакты 9 и в работу включается вал якоря стартера, который своими шлицами через муфту свободного хода и шестерню включения начнет проворачивать коленчатый вал пускового двигателя. Стартер от повреждения после пуска двигателя предохраняет муфта 25 свободного хода.

При работе муфты свободного хода возможны положения ее роликов при передаче вращающего момента от стартера на маховик (рис. 2.83, б) и при прекращении передачи вращающего мо-

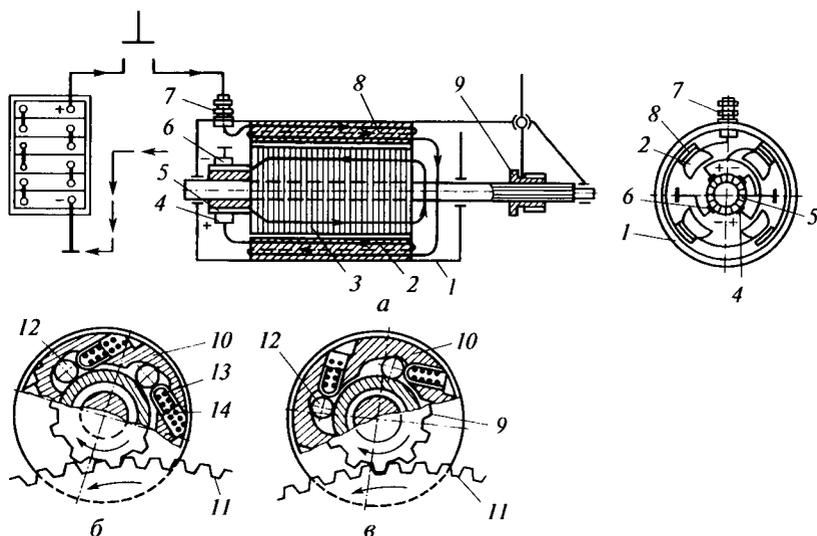


Рис. 2.83. Электрическая схема (а) стартера и защита его от повреждения (б, в) муфтой рабочего хода:

1 — корпус; 2 — полюс; 3 — обмотка якоря; 4, 6 — положительная и отрицательная щетки; 5 — коллектор; 7 — клемма; 8 — обмотка возбуждения; 9 — шестерня привода; 10 — обойма муфты свободного хода; 11 — венец маховика; 12 — ролик; 13 — толкатели; 14 — пружины толкателей; «+» и «-» — положительные и отрицательные клеммы; ---- — направление движения тока; ↻ — направление вращения маховика и шестерни привода

мента от маховика двигателя на вал стартера (рис. 2.83, в). Ролики 12 муфты свободного хода после пуска двигателя под действием центробежных сил (возникающих вследствие большей угловой скорости вала стартера по сравнению с угловой скоростью маховика) переместятся в более широкую часть фасонного паза обоймы 10, исключив тем самым передачу вращающего момента от маховика на вал стартера. Шестерня 9 привода после пуска двигателя рычагом включения стартера выводится из зацепления с венцом маховика.

## 2.13. Способы пуска двигателей

### 2.13.1. Назначение системы пуска, устройства для пуска двигателя

Система пуска двигателя включает в себя технические устройства, предназначенные для приведения его в рабочее состояние за наиболее короткий промежуток времени при минимальном изнашивании деталей. При пуске холодного двигателя, когда зазоры между движущимися деталями не являются оптимальными, а смазка затруднена, отмечается наибольшее их изнашивание.

Устройства, обеспечивающие оптимальный пуск двигателей, могут располагаться на самом двигателе или в машине, а также быть автономными.

Пуск двигателя можно считать надежно обеспеченным при необходимой скорости вращения коленчатого вала и возможности воспламенения и сгорания топлива. Для бензинового двигателя при нормальных условиях минимальная пусковая частота вращения коленчатого вала составляет  $0,5 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$ . При понижении температуры двигателя, особенно при температурах ниже  $0^\circ\text{C}$ , частота вращения увеличивается, а с повышением — уменьшается. Для дизелей минимальная частота вращения коленчатого вала также увеличивается с понижением температуры двигателя, и колеблется в пределах  $1,6 \dots 6,0 \text{ с}^{-1}$ .

Для вращения коленчатого вала при пуске ДВС чаще всего применяют электростартеры и пусковые двигатели. Пусковые двигатели преимущественно используются при пуске дизелей гусеничных тракторов. Для пуска ряда дизелей используются электрические стартеры или другие пусковые устройства (пневматические, инерционные и др.). Электрический стартер, используемый для пуска дизеля, упрощает конструкцию пускового устройства, но вместе с тем для обеспечения его работы требуется качественный предпусковой прогрев дизеля и большая мощность самого стартера. Например, если мощность стартеров пусковых двигателей  $0,55 \text{ кВт}$ , то для двигателя ЯМЗ-238 мощность стартера  $7 \text{ кВт}$ .

Устройство и работа электрического стартера описаны в подразд. 2.12.

На рис. 2.84 показан *пусковой двигатель* ПД-10У, устанавливаемый на дизеле А-41М. Система питания данного пускового карбюраторного двухтактного одноцилиндрового двигателя состоит из бензобака с фильтром-отстойником, крана, воздухоочистителя, карбюратора 18, впускного и выпускного трубопроводов и выхлопной трубы с глушителем 26.

Двигатель пускается электростартером 27 или шнуром вручную через маховик 1. Для воспламенения рабочей смеси от свечей 25

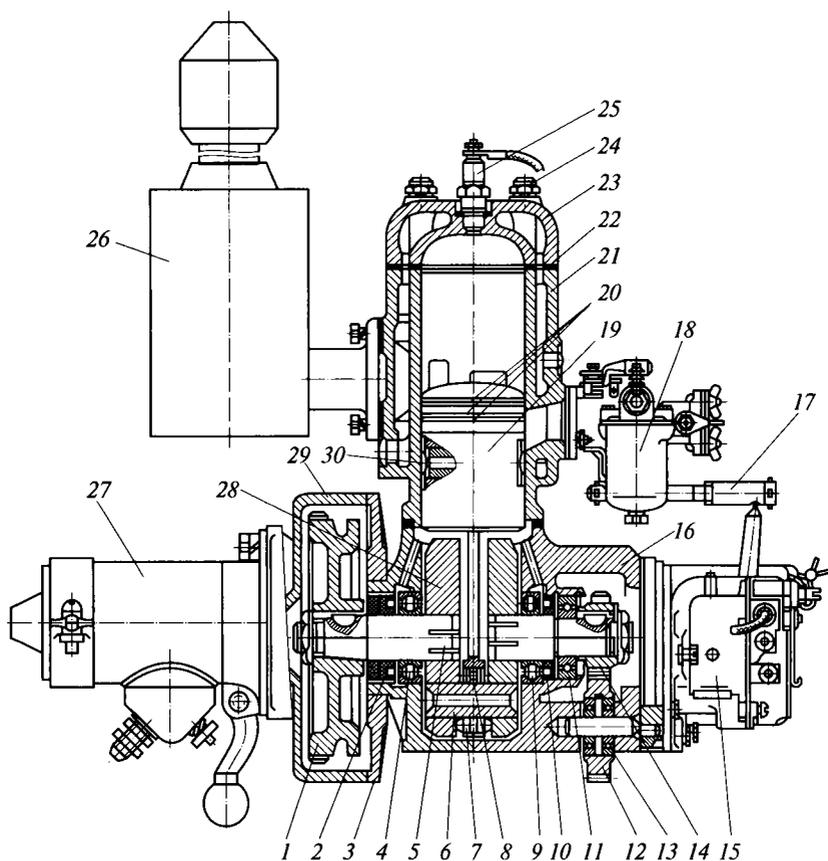


Рис. 2.84. Пусковой двигатель ПД-10У:

1 — маховик; 2, 10 — сальники; 3 — плита; 4, 9 — роликовые подшипники; 5 — полуось; 6 — палец; 7 — ролики; 8 — шатун; 11, 13 — шариковые подшипники; 12 — промежуточная шестерня; 14 — ведущая шестерня; 15 — магнето; 16 — картер; 17 — тяга карбюратора; 18 — карбюратор; 19 — поршень; 20 — кольца; 21 — цилиндр; 22 — прокладка; 23 — головка цилиндра; 24 — шпилька; 25 — свеча; 26 — глушитель; 27 — электростартер; 28 — щека; 29 — кожух; 30 — палец

применяется магнето 15. Горючая смесь готовится в карбюраторе 18. Вращающий момент с промежуточной шестерни 12 через редуктор пускового двигателя и его фрикционную муфту передается на зубчатый венец маховика дизеля, приводя во вращение его коленчатый вал. После пуска дизеля и набора необходимых оборотов редуктор пускового двигателя автоматически отключается от маховика. В случае отказа стартера или аккумуляторной батареи пусковой двигатель можно пустить, сняв предварительно кожух маховика, вручную при помощи шнура, который наматывается на канавку маховика.

Существуют также и другие системы пуска, однако они требуют значительного усложнения конструкции самого дизеля, что приводит к его удорожанию и дополнительным эксплуатационным затратам.

*Пневмогидравлический стартер* включает гидropневматический аккумулятор и гидромотор с механическим приводом основного двигателя.

Пуск сжатым воздухом может осуществляться двумя способами: пневматическими стартерами (пневмодвигателями) или подачей сжатого воздуха в цилиндры пускаемого двигателя.

Пуск при помощи *инерционного стартера* основан на принципе использования кинетической энергии специального маховика, который приводится во вращение до высокой скорости вручную или специальным электродвигателем. После разгона такой маховик через передаточный механизм соединяется с коленчатым валом пускаемого двигателя.

*Пуск дизеля на бензине* ограниченно применяется на двигателях малой и средней мощности. Для такого пуска на двигателе имеется дублирующая система питания, а также система зажигания от магнето. В головке блока располагаются дополнительные камеры сгорания, соединяющиеся с основными с помощью клапанов. После пуска и прогрева двигателя на бензине двигатель переводится на работу по дизельному циклу.

### **2.13.2. Устройства и средства для облегчения пуска двигателей**

Устройства и средства для облегчения пуска ДВС могут быть подразделены на три группы, облегчающие вращение коленчатого вала, воспламенение и сгорание топлива в цилиндрах, а также обеспечивающие комплексную подготовку двигателя к пуску.

*Для облегчения вращения коленчатого вала* при низких температурах должны применяться масла с соответствующей условиям работы вязкостью. Для снижения вязкости масла в холодное время его при пуске можно разжижать легким топливом, которое при

работе испаряется. Однако часто применять такой способ не рекомендуется.

На дизелях гусеничных тракторов применяются специальные декомпрессионные механизмы, вмонтированные в механизм газораспределения.

Декомпрессионный механизм дизеля (рис. 2.85) обеспечивает одновременное открывание всех или части клапанов. При этом при движении поршня полости цилиндров сообщаются с атмосферой, в результате для перемещения поршня требуются меньшие усилия и проворачивание коленчатого вала облегчается. При предварительном проворачивании коленчатого вала смазка подается на трущиеся детали дизеля, тем самым облегчается последующий его пуск и уменьшается изнашивание основных деталей двигателя.

Рукояткой 1 управления через тягу и рычаг поворачивается валик 2 декомпрессионного механизма. На валике имеется специальная плоскость — лыска. Когда штанга 3 опирается нижним концом на эту лыску, верхний ее конец не контактирует с коромыслом, и газораспределительный механизм работает в штатном режиме. При повороте валика 2 штанга декомпрессионного механизма нижним концом опирается на цилиндрическую поверхность валика, а верхним в рычаг коромысла, поворачивая его на некоторый угол. При этом клапан открывается и остается в таком по-

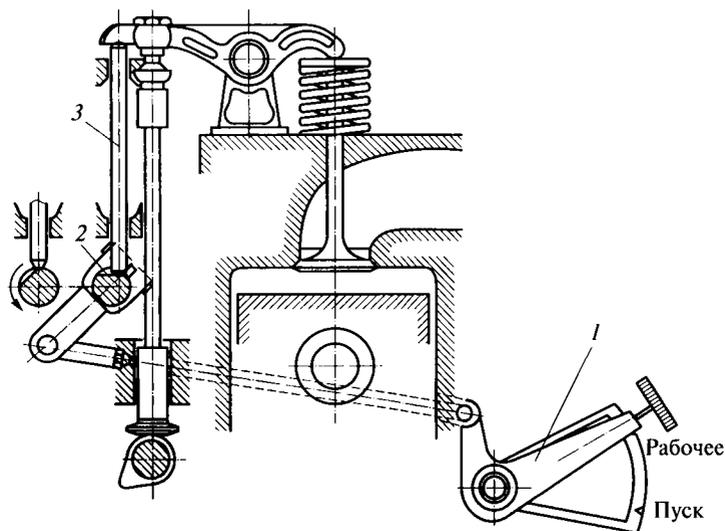


Рис. 2.85. Декомпрессионный механизм дизеля:

1 — рукоятка управления; 2 — валик; 3 — штанга; — — направление вращения детали

ложении, обеспечивая вращение коленчатого вала до пусковой частоты. Затем декомпрессионный механизм выключается, и двигатель переходит в штатный режим работы.

*Для облегчения воспламенения топлива* в цилиндрах на двигателях применяется ряд устройств. В центробежном регуляторе ТНВД дизелей применяются обогатители, которые при пуске увеличивают цикловую подачу топлива в 2—3 раза.

В муфте опережения впрыска топливного насоса предусмотрено устройство, обеспечивающее при пуске уменьшение угла опережения впрыска топлива, чтобы топливо попадало в более нагретый воздух.

В дизелях для повышения температуры сжатого воздуха при пуске применяются свечи накаливания, которые устанавливаются в камерах сгорания и питаются от аккумуляторов. Свечи с открытой спиралью применяются на дизелях с разделенными камерами сгорания. На дизелях с неразделенными камерами сгорания применяются пальчиковые свечи накаливания с закрытой спиралью. Свечи включаются в электрическую сеть за 60 с до пуска двигателя. С началом работы двигателя свечи отключаются.

Для облегчения пуска дизелей в холодное время применяют электрофакельные устройства для подогрева воздуха во впускном тракте двигателя. На рис. 2.86 показана схема электрофакельного устройства «Термостат», применяемого на дизеле ЯМЗ-238, установленном на автомобиле КраЗ. При пуске двигателя спираль факельных штифтовых свечей 5 предварительно накаляется в течение не менее 60 с. Затем с началом прокручивания коленчатого вала в свечу топливоподкачивающим насосом 10 подается дизельное топливо, которое испаряется, смешивается с воздухом и воспламеняется. Около свечи образуется факел пламени, который разогревает нагнетаемый в цилиндры воздух.

При установке показанного на рис. 2.87 электрофакельного подогревателя воздуха на впускном тракте двигателя используется электромагнитное включение спирали 2 накаливания. Применение таких устройств позволяет снизить температуру пуска на 10... 15 °С. Для облегчения воспламенения топлива при пуске дизелей и бензиновых двигателей применяют также разные легковоспламеняющиеся жидкости, которые впрыскиваются через специальные устройства во впускной тракт двигателя. Попадая со свежим зарядом в цилиндры, такие жидкости обеспечивают более низкую температуру воспламенения топлива. Иногда такие жидкости смешиваются с топливом и подаются обычным способом через систему питания.

Для пуска дизелей при температуре окружающего воздуха до -27 °С применяют пусковую жидкость ВНИИАТ, состоящую из 60 об. % этилового эфира и 40 об. % масла для газовых турбин. При температурах до -40 °С применяют пусковую жидкость «Хо-

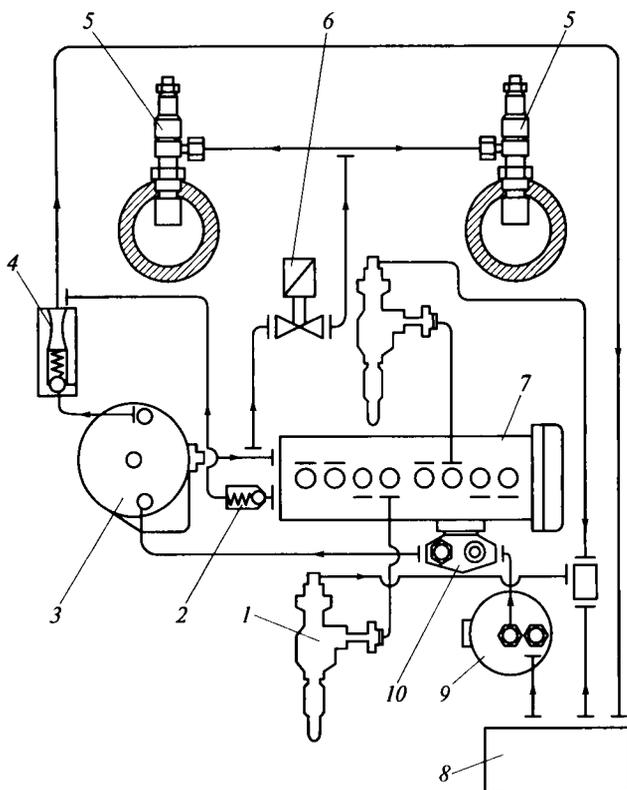


Рис. 2.86. Схема электрофакельного устройства «термостат», подключенного к системе питания двигателя:

1 — форсунка; 2 — перепускной клапан ТНВД; 3 — фильтр тонкой очистки топлива; 4 — клапан-жиклер фильтра тонкой очистки топлива; 5 — факельные штифтовые свечи; 6 — электромагнитный клапан; 7 — ТНВД; 8 — топливный бак; 9 — фильтр грубой очистки топлива; 10 — топливоподкачивающий насос;  
 → — направление подачи топлива

лод Д-40», имеющую в своем составе 60 об. % этилового эфира, 15 об. % изопропилнитрата, 15 об. % бензина и 10 об. % масла для газовых турбин.

Для пуска карбюраторных двигателей при температуре до  $-40^{\circ}\text{C}$  применяют пусковую жидкость «Арктика». В состав этой жидкости вместо масла, которое, попадая на электроды свечей зажигания, препятствует искровому разряду, входят противоизносные и антикоррозионные присадки.

Пусковые жидкости обычно находятся под давлением в специальных баллонах, которые при пуске вставляются в специальные гнезда на впускном коллекторе.

Для обеспечения комплексной предпусковой подготовки двигателя при низких температурах они могут оснащаться специальными предпусковыми подогревателями. Схема такого подогревателя для дизеля ЯМЗ-238 показана на рис. 2.88.

В систему входит котел 11, нагреваемый специальной горелкой 26, работающей на том же топливе, что и двигатель. Котел соединен с системой охлаждения двигателя. Охлаждающая жидкость, нагреваемая в котле, поступает в систему охлаждения двигателя и нагревает его. Горячие газы из камеры сгорания котла 11 подогревателя попадают в направляющий кожух 10, под масляный поддон 8 двигателя. Таким образом, нагревается и двигатель, и масло. Топливный насос 15 подогревателя, вентилятор 18 подачи воздуха в котел и в горелку, а также жидкостный насос 19 циркуляции охлаждающей жидкости в котле приводятся в движение электродвигателем 16.

Предпусковые подогреватели могут работать на бензине (предпусковые подогреватели типа ПЖБ), дизельном топливе (ПЖД) и на разных топливах (ПЖУМ). Теплоотдача таких подогревателей колеблется в пределах 80... 300 МДж/ч.

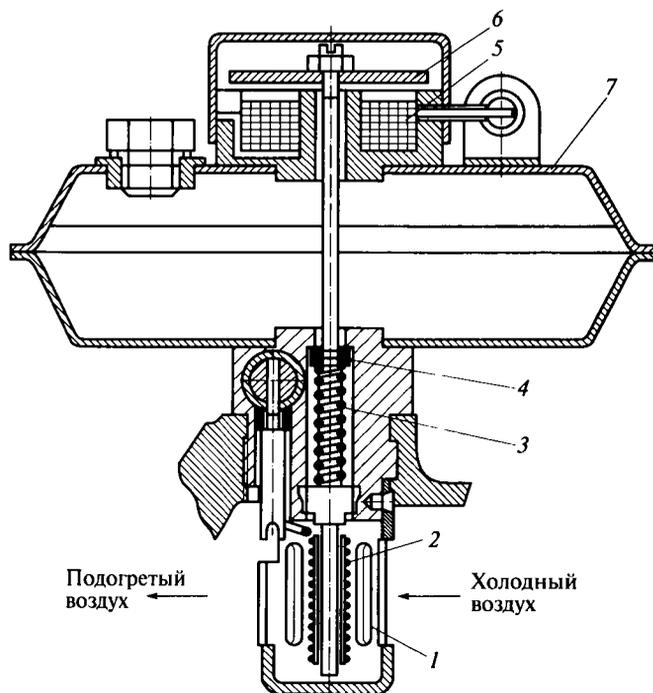
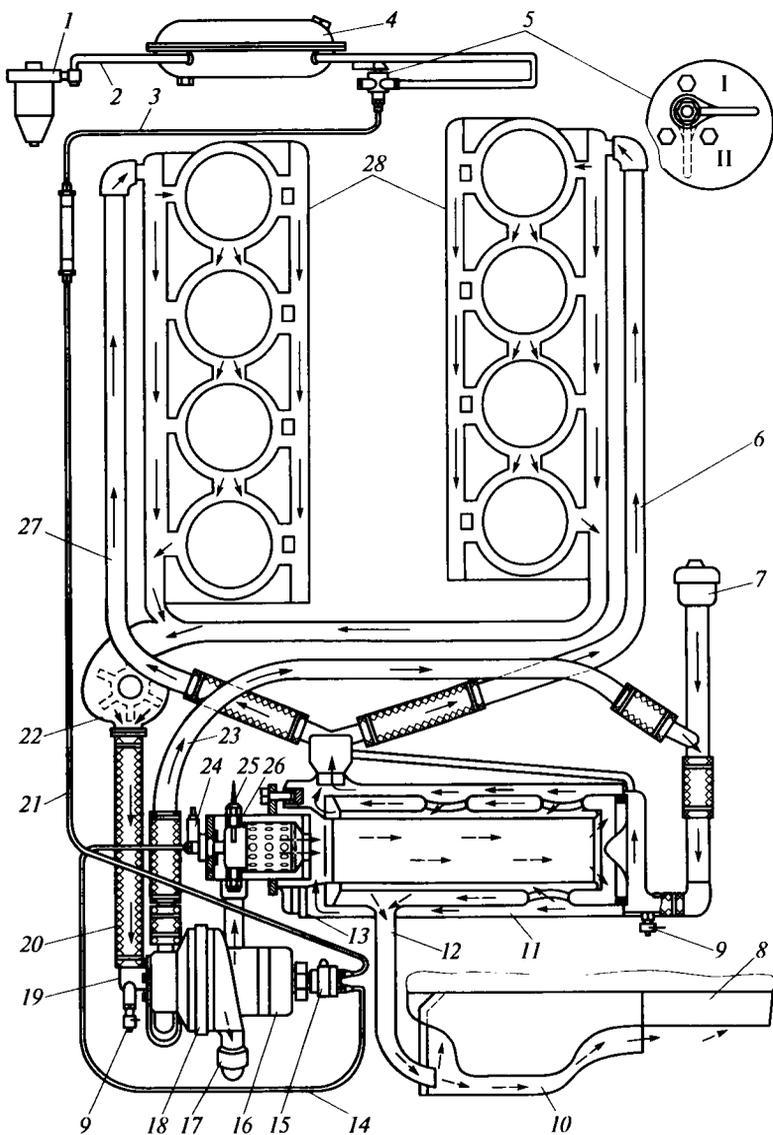


Рис. 2.87. Электрофакельный подогреватель воздуха:

- 1 — колпачок с окнами; 2 — спираль накаливания; 3 — пружина; 4 — клапан; 5 — обмотка электромагнита; 6 — якорь; 7 — топливный бачок



На стоянках, где, как правило, одновременно находятся много автомобилей, могут применяться установки для группового нагрева при использовании пара, электричества или воздуха.

Выбор типа группового подогревающего устройства зависит от места нахождения стоянки транспортных средств, числа машин и режима их работы.

Рис. 2.88. Схема предпускового подогревателя для дизеля ЯМЗ-238:

1 — фильтр тонкой очистки топлива; 2, 3, 14, 21 — топливопроводы; 4 — бак; 5 — запорный кран; 6, 23, 27 — водяные трубы; 7 — труба для заливки охлаждающей жидкости; 8 — масляный поддон; 9 — сливные краники; 10 — направляющий кожух; 11 — котел подогревателя; 12 — выпускной патрубок; 13 — дренажная трубка; 15 — топливный насос; 16 — электродвигатель; 17 — труба подвода воздуха к горелке; 18 — вентилятор; 19 — жидкостный насос циркуляции охлаждающей жидкости в котле; 20 — шланг; 22 — жидкостный насос двигателя; 24 — электромагнитный клапан с форсункой; 25 — электроискровая свеча; 26 — горелка; 28 — водяные рубашки двигателя; I, II — закрытое и открытое положения рукоятки крана; ---► — направление движение горячего воздуха; —► — направление движение охлаждающей жидкости

## 2.14. Наддув двигателей

### 2.14.1. Назначение наддува, схемы привода нагнетателя

Одним из способов повышения мощности ДВС является увеличение количества поступающего в цилиндры воздуха. Подача воздуха в двигатель при положительном давлении называется *наддувом*, т.е. массовое наполнение цилиндра воздухом при наддуве больше, чем без него. Благодаря наддуву в цилиндре можно сжигать большее количество топлива и получать более высокие температуру и давления. Давление наддува у дизелей ограничивает тепловая и механическая напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма. У бензиновых двигателей давление наддува ограничивает вероятность возникновения детонационного сгорания топлива, вследствие чего при наддуве следует уменьшать до определенного предела степень сжатия.

Для автотракторных двигателей применяют два способа наддува: *механический*, когда воздух закачивается специальным нагнетателем (компрессором), имеющим механический привод, и *газотурбинный* (турбонаддув).

Для механического наддува автотракторных двигателей используются центробежные и объемные нагнетатели. В центробежном одноступенчатом нагнетателе рабочим органом является крыльчатка, или, другими словами, колесо с лопатками, вращающееся с частотой до 30 000...40 000 мин<sup>-1</sup>. Давление, создаваемое центробежным одноступенчатым нагнетателем, составляет примерно 0,2 МПа. Схема работы центробежного нагнетателя с механическим приводом показана на рис. 2.89, а.

Крыльчатка 1 нагнетателя приводится во вращение от коленчатого вала 3 двигателя. Под действием центробежных сил, вызванных вращением крыльчатки, воздух отбрасывается к перифе-

рии колеса, а в его центре создается разрежение, что обеспечива-ет всасывание воздуха. Атмосферный воздух засасывается в нагнетатель и сжимается в нем до необходимого давления. Сжатый воздух при такте впуска поступает по впускному трубопроводу 2 в цилиндр двигателя. Часть мощности, развиваемой двигателем, затрачивается на приведение в действие нагнетателя.

По сравнению с объемными нагнетателями центробежные нагнетатели имеют малые габаритные размеры и массу, более высокий КПД. Однако центробежные нагнетатели реализуют высокие давления наддува на сравнительно больших оборотах; на малых и средних оборотах давление наддува понижено и вращающий момент уменьшается.

В объемном нагнетателе рабочим органом являются два ротора (двух-, трехлопастные или с винтовыми лопастями), вращающиеся со скоростью до  $7\,000\text{ мин}^{-1}$ . Объемные нагнетатели приводятся в действие от коленчатого вала двигателя. Их используют обычно при давлении наддува  $0,14 \dots 0,18\text{ МПа}$ . Они надежны в эксплуатации, но имеют большие габаритные размеры и массу. По сравнению с центробежными нагнетателями, объемные нагнетатели реализуют более высокие давления наддува на малых и средних оборотах двигателя, что позволяет повысить вращающий момент и улучшить тяговые качества машины на этих режимах.

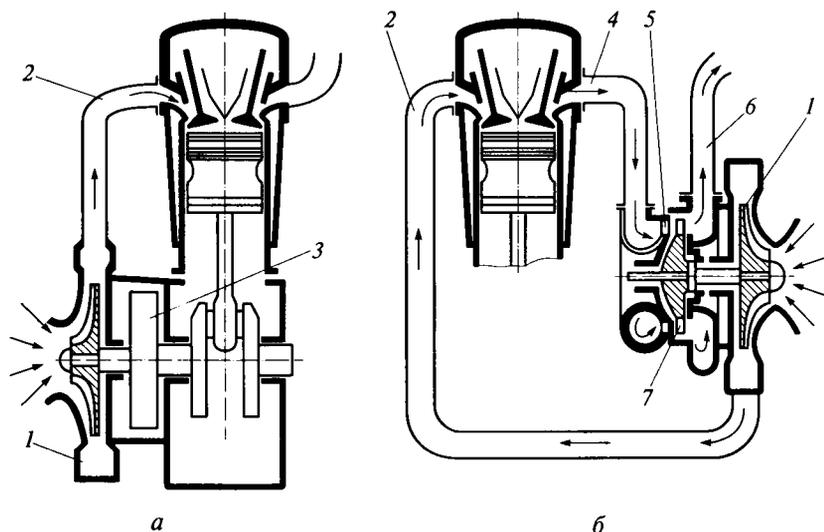


Рис. 2.89. Схема работы центробежного нагнетателя с приводом:

*а* — механическим; *б* — газотурбинным; 1 — крыльчатка нагнетателя; 2 — впускной трубопровод; 3 — коленчатый вал; 4 — выпускной трубопровод; 5 — сопловый аппарат; 6 — выхлопная труба; 7 — лопатки газовой турбины; —> — направление движения воздуха

При газотурбинном наддуве (турбонаддуве) для привода нагнетателя используется энергия отработавших газов двигателя, которые вращают газовую турбину. В этом случае в одном агрегате конструктивно объединяют центробежный нагнетатель (компрессор) и газовую турбину. Такой агрегат называется турбокомпрессором (см. рис. 2.56).

При таком способе наддува снижаются затраты мощности на привод, что повышает КПД и улучшает экономичность двигателя.

Схема работы центробежного нагнетателя с газотурбинным приводом приведена на рис. 2.89, б. Отработавшие газы двигателя по выпускному трубопроводу 4 поступают через сопловый аппарат 5 к лопаткам 7 газовой турбины и совершают полезную механическую работу, вращая газовую турбину, после чего отводятся в выхлопную трубу 6. Колесо газовой турбины и крыльчатка 1 центробежного нагнетателя установлены на одном общем валу. Сжатый нагнетателем воздух при впуске по трубопроводу 2 поступает в цилиндр, что обеспечивает значительное повышение коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

Очень хорошо система турбонаддува работает в дизелях. Отработавшие газы в дизеле холоднее, чем в бензиновых двигателях, что облегчает работу турбокомпрессора, и, кроме того, в дизеле не существует опасности возникновения детонации.

При работе системы турбонаддува происходит сильный нагрев турбины отработавшими газами, а компрессор остается сравнительно холодным. Очень важным узлом, определяющим долговечность турбокомпрессора, является узел подшипников вала. Обычно масло для смазывания подшипников подается под давлением из смазочной системы двигателя. Иногда для повышения работоспособности турбокомпрессора применяют охлаждение корпуса турбины жидкостью из системы охлаждения двигателя. При продолжительном движении автомобиля на высокой скорости турбина может раскрутиться до высокой частоты вращения (до  $100\,000\text{ мин}^{-1}$ ). После остановки двигателя турбокомпрессор останавливается не сразу, а масло уже не поступает к подшипникам. Чтобы при этом не произошло повреждение подшипников, необходимо перед выключением двигателя дать ему возможность некоторое время поработать на холостом ходу.

В многоцилиндровых двигателях с большим рабочим объемом отработавшие газы продолжают обладать большой энергией даже после прохождения турбокомпрессора. Эту энергию можно использовать для дальнейшего повышения мощностных характеристик двигателя, что и реализовано в так называемых *турбокомпаундных двигателях*. В таком двигателе часть энергии отработавших газов используется для раскручивания дополнительной турбины, которая через гидравлическую муфту связана с коленчатым валом. Такая конструкция дает возможность увеличить вращающий момент вала двигателя.

## 2.14.2. Способы улучшения параметров наддува

Сжатие воздуха в процессе наддува приводит к повышению температуры воздуха и уменьшению его плотности и, как результат, к ухудшению наполнения цилиндров. Поэтому в современных наддувных двигателях часто применяют промежуточное охлаждение поступающего от турбокомпрессора воздуха. С этой целью воздух, сжатый в турбокомпрессоре, направляют в специальный теплообменник для охлаждения до 50...60 °С.

Охлаждение воздуха дает возможность улучшить наполнение цилиндров за счет увеличения плотности воздуха и снизить вероятность возникновения детонации у бензиновых двигателей. За счет охлаждения воздуха наддува удается повысить мощность двигателя с наддувом примерно на 20 % при одновременном улучшении топливной экономичности.

Существуют проблемы, связанные и с давлением воздуха наддува, в первую очередь давление наддува способствует увеличению степени сжатия, обеспечиваемой двигателем, и склонности бензинового двигателя к детонации. Другая проблема связана с тем, что чем больше частота вращения коленчатого вала, тем больше образуется отработавших газов и тем быстрее вращается компрессор, увеличивая количество воздуха, поступающего в цилиндры. Это приводит к увеличению мощности двигателя и одновременно увеличению количества отработавших газов с последующим ростом числа оборотов турбины. Чтобы это не привело к разрушению деталей двигателя или турбокомпрессора, необходимо регулировать частоту вращения турбокомпрессора.

Принцип регулирования заключается в ограничении частоты вращения турбокомпрессора по достижении необходимого давления наддува. С этой целью используется специальный перепускной клапан, который ограничивает объем отработавших газов, проходящих через турбину.

В системе выпуска перед турбиной имеется обводной канал, который дает возможность отработавшим газам миновать турбину. Этот канал открывается перепускным клапаном. При достижении заданного давления наддува клапан открывает обводной канал. Давление наддува можно отрегулировать предварительным сжатием пружины клапана.

В современных двигателях с турбонаддувом максимальное давление наддува можно регулировать системой электронного управления двигателем. Компьютер получает сигнал от датчика давления, сравнивает его с величиной номинального значения давления, содержащегося в памяти, и вырабатывает сигнал управления электромагнитным перепускным клапаном. Работа электромагнитного клапана корректируется в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов двигателя.

Кроме того, при использовании турбонаддува на быстроходных двигателях легковых автомобилей может возникнуть эффект «турбоямы». Турбокомпрессоры дают хороший результат для увеличения максимальной мощности при большой частоте вращения двигателя, но неэффективны для получения большого вращающего момента в малом и среднем диапазоне частот вращения двигателя, т. е. для получения *достаточной приемистости автомобиля*. Для турбин требуется некоторое время «на раскрутку», что приводит к задержке нарастания давления наддува.

Для того чтобы увеличить диапазон частот вращения двигателя, при которых турбонаддув обеспечивает повышение давления, в ряде конструкций применяют по два турбокомпрессора на одном двигателе. Один турбокомпрессор работает при низких оборотах коленчатого вала, а второй при высоких.

В последних поколениях наддувных двигателей стали применять турбокомпрессоры с переменной геометрией, которые сохраняют высокую скорость газов при малых нагрузках, так что турбина всегда вращается с нужной скоростью. В таких турбокомпрессорах поток направляемых на турбину газов управляется с помощью специальных поворачивающихся заслонок. Поворот заслонок осуществляется электровакуумным приводом или электродвигателем по сигналу компьютера.

### Контрольные вопросы

1. Какие рабочие циклы имеются в четырехтактном дизеле и бензиновых двигателях?
2. Каковы особенности процесса горения в дизеле и бензиновых двигателях?
3. Какие существуют индикаторные показатели рабочего цикла?
4. Назовите эффективные показатели двигателя.
5. Что является характеристиками двигателей?
6. Каково назначение основных механизмов и систем двигателей?
7. Перечислите детали и опишите работу кривошипно-шатунного механизма.
8. Какова конструкция деталей шатунно-поршневой группы?
9. Какие существуют конструкции газораспределительного механизма?
10. Каково назначение деталей клапанного газораспределительного механизма и как он работает?
11. Приведите схемы расположения клапанов и распределительного вала.
12. Как графически изображаются диаграммы и фазы газораспределения и какие основные процессы в двигателе они описывают?
13. Каково назначение системы питания бензинового двигателя?
14. Как устроен и работает карбюратор К-90?
15. Каковы назначение и устройство элементов системы питания?
16. Как устроена и работает система впрыска топлива?
17. Для чего на бензиновом двигателе устанавливают систему впрыска топлива?

18. Каковы возможные схемы систем питания дизелей?
19. Укажите типы камер сгорания, требования к ним и характер смесеобразования в них.
20. Каковы назначение и виды топливных фильтров?
21. Каковы назначение и устройство плунжерного топливного насоса высокого давления?
22. Укажите принцип действия секции топливного насоса высокого давления.
23. Каковы назначение и виды форсунок, способы распыливания топлива?
24. Каковы назначение и работа топливоподкачивающего насоса поршневого типа?
25. Как работает всережимный регулятор частоты вращения коленчатого вала?
26. Как работает муфта опережения впрыска топлива?
27. Каковы назначение и принцип работы турбокомпрессора?
28. Как выполнена электронизация топливоподдачи в дизелях?
29. Каково назначение имеют смазочная система и способы смазывания деталей?
30. Из каких основных узлов и приборов состоит смазочная система двигателя?
31. Каким образом смазочное масло очищается от продуктов износа и старения?
32. Как устроена и работает реактивная масляная центрифуга?
33. Какие приборы позволяют контролировать работу смазочной системы?
34. Как осуществляется вентиляция внутрикартерного пространства?
35. Какие основные узлы входят в систему жидкостного охлаждения двигателя и как протекает работа этой системы?
36. Чем отличается система воздушного охлаждения двигателя от системы жидкостного охлаждения?
37. Каким образом осуществляется поддержание теплового режима двигателя и как работает термостат?
38. Укажите назначение системы зажигания бензинового двигателя.
39. Какие основные узлы входят в систему батарейного зажигания двигателя и как протекает работа этих узлов?
40. Как работает микропроцессорная система зажигания?
41. Как устроено и работает магнето?
42. Как устроена и работает аккумуляторная батарея?
43. Как устроены и работают генераторы?
44. Для чего предназначены и как работают реле-регуляторы?
45. Какие потребители электрической энергии имеются на машинах?
46. Из чего состоит и как работает электростартер?
47. Какие устройства и средства применяются для облегчения пуска двигателей?
48. Как работает предпусковой подогреватель двигателя?
49. Как работает декомпрессионный механизм и каково его назначение?
50. Укажите назначение и способы наддува двигателя.

## Глава 3

# ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ МАШИН

### 3.1. Качение колеса

Энергия топлива, сжигаемого в двигателе, преобразуется в тяговую силу на колесе, которая расходуется на преодоление ряда сил сопротивления движению машины. В общем случае движения машины различают действие сил сопротивления качению  $P_f$ ; подъему  $P_i$ ; воздушной среды  $P_w$ ; движению прицепа  $P_{кр}$ ; силы инерции  $P_j$ . Рассмотрим их на примере движения автомобиля.

Сила сопротивления качению  $P_f$  возникает на поверхности контакта колеса с дорогой. Она существует при всех случаях движения автомобиля, в то время как остальные силы сопротивления появляются только при определенных режимах движения.

Сила сопротивления качению зависит от деформации шины и полотна дороги, трения шин о грунт. Основное значение имеет деформация шин и дороги. Равнодействующая элементарных сил, действующих со стороны дороги на колесо в области контакта, называется *реакцией дороги*. Реакцию дороги (рис. 3.1) в общем случае можно представить в виде трех составляющих реакций: нормальной  $Z$ , перпендикулярной к дороге; касательной  $X$ , действующей в плоскости дороги и в плоскости вращения колеса, и поперечной  $Y$ , действующей в плоскости дороги и перпендикулярной плоскости вращения колеса.

Нормальная реакция дороги  $Z$  возникает в результате действия на колесо вертикальной силы  $P_Z$ .

Если на колесо кроме вертикальной силы  $P_Z$  действуют продольная  $P_X$  и поперечная  $P_Y$  силы, то в области контакта возникает

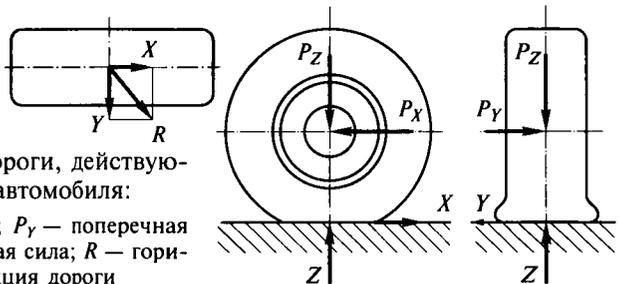


Рис. 3.1. Реакция дороги, действующая на колесо автомобиля:

$P_X$  — продольная сила;  $P_Y$  — поперечная сила;  $P_Z$  — вертикальная сила;  $R$  — горизонтальная реакция дороги

ет горизонтальная реакция  $R$  дороги, действующая под углом к плоскости вращения колеса,

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2}.$$

Процессы, происходящие при деформации шины и при качении колеса на разных поверхностях, имеют сложный характер. Рассмотрим схемы, представленные на рис. 3.2.

При качении упругого колеса по горизонтальной твердой дороге элементарные нормальные реакции  $dZ$  дороги и их равнодействующая расположены вертикально (рис. 3.2, а).

Во время качения колеса между частями шины при ее деформации возникают силы внутреннего трения и выделяющаяся при этом теплота рассеивается, т.е. происходит потеря энергии. В результате этого деформации в передней части шины и соответственно элементарные нормальные реакции в передней части поверхности контакта с дорогой увеличиваются, а в задней части уменьшаются. Это приводит к тому, что равнодействующая нормальной реакции дороги  $Z$  смещается относительно вертикального диаметра колеса вперед на расстояние  $a_{ш}$ , м. Смещение возрастает при увеличении числа слоев корда шины, толщины про-

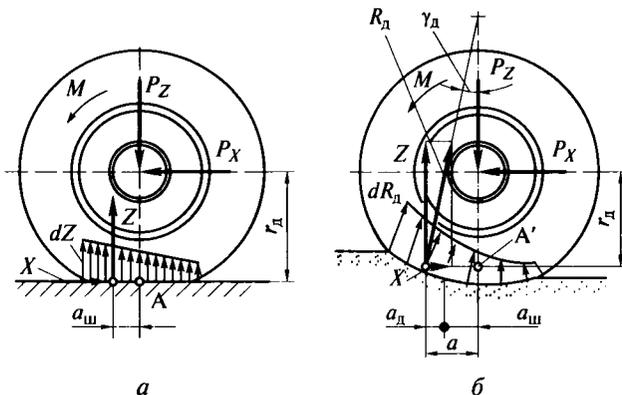


Рис. 3.2. Схемы деформации шины и качения колеса:

а — качение деформируемого колеса по твердой дороге; б — то же, по мягкой;  $Z$  — нормальная реакция дороги;  $a_{ш}$  — смещение реакции  $Z$  относительно оси колеса, вызванное деформацией шины;  $A, A'$  — точки пересечения вертикальной оси колеса и плоскости действия касательной реакции  $X$  дороги;  $X$  — касательная реакция дороги;  $P_z$  — вертикальная сила;  $M$  — вращающий момент колеса;  $P_x$  — толкающая сила;  $r_d$  — динамический радиус колеса;  $dZ$  — элементарная нормальная реакция дороги;  $dR_n$  — элементарная реакция дороги;  $R_n$  — суммарная реакция дороги;  $\gamma_d$  — угол наклона реакции  $R_n$ ;  $a_d$  — смещение нормальной реакции  $Z$  относительно оси колеса, вызванное деформацией грунта;  $a$  — суммарное смещение реакции  $Z$  относительно оси колеса;  $\rightarrow$  — направление действия сил и реакций

тектора и ширины обода колеса и уменьшается при повышении давления воздуха в шине.

В результате смещения точки приложения нормальной реакции возникает реактивный момент  $M_p = Za_{ш}$ , препятствующий качению колеса. Для уравнивания этого момента необходимо или к колесу приложить равный, но противоположно направленный вращающий момент  $M$ , Н·м, или к оси колеса подвести толкающую силу  $P_x$ , Н, равную касательной реакции  $X$  дороги, являющейся силой сопротивления качению колеса.

Из условия равенства моментов, создаваемых реакцией  $Z$  и толкающей силой  $P_x$  относительно точки  $A$ , находим значение силы  $P_x$ , Н:

$$P_x = X = \frac{M}{r_d} = \frac{Za_{ш}}{r_d},$$

где  $r_d$  — динамический радиус качения колеса, м.

На твердой дороге точка  $A$  соответствует центру опорной поверхности колеса.

При качении деформируемого колеса по мягкой дороге (рис. 3.2, б) энергия затрачивается на преодоление внутреннего трения в шине и деформацию дороги. Шина под действием вертикальной нагрузки вдавливается в грунт и, спрессовывая отдельные его частицы, образует колею.

Элементарные реакции дороги  $dR_d$  в каждой точке контакта шины с дорогой перпендикулярны поверхности контакта и расположены наклонно. Поэтому и суммарная реакция  $R_d$  наклонена к вертикали под некоторым углом  $\gamma_d$ .

При образовании колеи энергия затрачивается при накатывании шины на деформируемый грунт, что приводит к увеличению элементарных реакций  $dR_d$  в передней части поверхности контакта и уменьшению их в задней. В результате точка приложения реакции  $R_d$  дороги смещается вперед относительно вертикального диаметра колеса на величину  $a$ , м. Это смещение можно представить как сумму смещения  $a_{ш}$ , вызванного затратами энергии при деформации шины, и смещения  $a_d$ , обусловленного затратами энергии при деформации грунта в процессе образования колеи, т.е.  $a = a_{ш} + a_d$ .

Если колесо катится под действием толкающей силы  $P_x$  или вращающего момента  $M$ , то из уравнения моментов, создаваемых силами  $Z$  и  $P_x$  относительно точки  $A'$ , получим значение толкающей силы  $P_x$ , Н:

$$P_x = X = \frac{M}{r_d} = \frac{Za}{r_d} = Zf,$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению.

*Коэффициент сопротивления качению* — это отношение

$$f = \frac{a}{r_d} = \frac{P_x}{Z}.$$

При качении упругого колеса по горизонтальной твердой дороге  $a = a_{ш}$ .

Коэффициент сопротивления качению численно равен отношению смещения  $a$  реакции дороги  $Z$  к динамическому радиусу  $r_d$  колеса или отношению толкающей силы  $P_x$ , вызывающей равномерное качение колеса, к нормальной реакции дороги  $Z$ .

Сумма сил сопротивления качению всех колес автомобиля определяют общую силу сопротивления качению  $P_f$ , которая при равномерном прямолинейном движении автомобиля будет равна суммарной толкающей силе  $\sum P_x$  на всех колесах, следовательно,

$$P_f = \sum X = \sum P_x = \sum Zf.$$

Так как нормальная реакция  $Z$  равна вертикальной силе  $P_z$ , действующей на колесо, то момент сопротивления качению колес автомобиля составит, Н·м:

$$M_f = P_f r_d = \sum P_z a.$$

Поскольку суммарная вертикальная сила  $\sum P_z$ , действующая на колеса, равна весу машины  $G$ , Н, то сила сопротивления качению

$$P_f = Gf.$$

Значения  $a$  и  $r_d$  зависят от величины деформации шины и грунта, следовательно, и значения  $f$  изменяются в зависимости от состояния поверхности качения и типа колеса. При этом большое влияние оказывает давление в шинах.

Также на величину коэффициента  $f$  сопротивления качению оказывают влияние скорость движения автомобиля и значение передаваемого колесом вращающего момента  $M$ . При малой скорости (до 10... 15 м/с) коэффициент сопротивления качению можно считать постоянным, равным  $f_0$  (рис. 3.3,  $a$ ). В случае движения автомобиля с большой скоростью он возрастает, так как шина не успевает полностью распрямиться в области контакта, вследствие чего возвращается не вся энергия, затраченная на деформацию шины.

Кроме того, при повышении скорости деформации возрастает внутреннее трение в шине, также вызывающее увеличение коэффициента  $f$ .

Коэффициент сопротивления качению в зависимости от типа дороги

Тип дороги	$f_0$ при $v < 15$ м/с	$f$ (среднее значение)
С асфальтовым и цементобетонным покрытием: в отличном состоянии в удовлетворительном состоянии	0,014	0,014...0,018
	0,018	0,018...0,020
Булыжная мостовая	0,025	0,023...0,030
С гравийным покрытием	0,02	0,020...0,025
Грунтовая дорога: сухая укатанная после дождя	—	0,025...0,035
	—	0,05...0,15
Песок	—	0,10...0,30
Укатанный снег	—	0,07...0,10

Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения  $v$ , м/с, пользуются эмпирической формулой

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{v^2}{1500} \right),$$

где  $f_0$  — коэффициент сопротивления качению в зависимости от типа дороги (при малой скорости движения автомобиля) (табл. 3.1).

При движении автомобиля по дороге с твердым покрытием коэффициент  $f$  увеличивается по мере уменьшения давления  $p_{ш}$  воздуха в шине (рис. 3.3, б) за счет большей деформации шины.

При передаче увеличивающегося вращающего момента  $M$  коэффициент  $f$  немного возрастает (рис. 3.3, в), так как шина в этом случае деформируется не только в вертикальном (радиальном) направлении, но и по окружности (тангенциально). При передаче большого вращающего момента элементы протектора проскальзывают по дороге, и на трение в области контакта затрачивается дополнительная энергия.

Качение колеса по мягкому грунту вызывает уплотнение частиц грунта под колесом и смещение их в сторону движения автомобиля. На коэффициент сопротивления качению при этом влияют глубина колеи, тип и состояние грунта, диаметр колеса и воспринимаемая им вертикальная нагрузка. Понижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению глубины колеи, однако при этом возрастают внутренние потери в шине. Поэтому для каж-

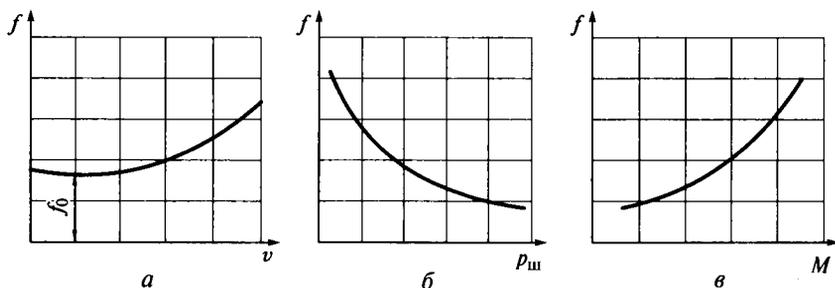


Рис. 3.3. Изменение коэффициента сопротивления качению  $f$  упругого колеса под действием разных факторов:

$a$  — влияние скорости автомобиля  $v$ ;  $b$  — внутреннего давления в шине  $p_{ш}$ ;  $c$  — вращающего момента  $M$ , передаваемого колесом;  $f$  — средний коэффициент сопротивления качению;  $f_0$  — то же, при малой (менее 15 м/с) скорости автомобиля

дой шины можно найти такое внутреннее давление воздуха, при котором на данном грунте коэффициент  $f$  имеет наименьшее значение.

*Мощность*<sup>1</sup>, необходимая для преодоления силы  $P_f$  сопротивления качению машины, составит, Вт:

$$N_f = P_f v = G f v,$$

где  $G$  — вес машины, Н;  $v$  — скорость движения, м/с.

### 3.2. Качение гусеницы

Сила сопротивления качению гусеничной машины на деформируемом грунте определяется прежде всего остаточной деформацией грунта под гусеницей (образованием колеи). Непрерывное прессование грунта по вертикали сопряжено с непрерывной затратой энергии.

На гусеничных тракторах чаще всего применяются мелкозвенчатые гусеницы. Это дает основание при рассмотрении процесса прессования грунта заменять их с некоторой степенью погрешности гибкими лентами. При качении характер взаимодействия с грунтом жесткого катка имеет много общего с деформируемым колесом.

На рис. 3.4,  $a$  показаны силы, действующие на жесткий опорный каток при его движении по гибкой нерастяжимой ленте на деформируемом грунте. Спрессованный катком грунт не восстанавливает полностью своей формы. Так как упругая деформация

<sup>1</sup> Единица измерения мощности — ватт (1 Вт = 1 Н·м/с).

грунта  $h_1 - h_2$ , как правило, невелика, дуга соприкосновения катка и гусеничной ленты с грунтом с передней стороны больше, чем с задней. В результате этого, суммарная реакция  $R_d$  грунта на дуге контакта катка с дорогой смещается вперед на расстояние  $a_d$  и наклоняется к вертикали под углом  $\gamma_d$ . Суммарная реакция  $R_d$  проходит через ось катка и дает горизонтальную составляющую — касательную реакцию дороги  $X$ , являющуюся силой сопротивления качению катка. Для движения катка необходимо приложить к катку толкающую силу  $P_X$ , равную  $X$ .

Упругая деформация грунта  $h_1 - h_2$  уменьшает сопротивление качению катка, так как на дуге катка, выходящей из контакта с гусеничной лентой и грунтом, появляются составляющие касательной реакции дороги, направленные по движению машины.

Если учитывать вертикальные перемещения шарниров звена гусеничной цепи (рис. 3.4, б) при передвижении по нему опорного катка, то при вертикальном совмещении осей катка и шарнира взаимодействие катка с гусеницей и грунтом будет аналогично рассмотренному ранее на рис. 3.4, а. При наличии упругой и остаточной деформации грунта всегда будет выполняться соотношение  $\gamma_2 < \gamma_1$ , а при отсутствии упругой деформации  $\gamma_2 = 0$ .

Наибольшая вертикальная деформация грунта будет под передним катком. После прохождения переднего катка свойства грунта изменяются, он уплотняется. Поэтому картина взаимодействия с грунтом следующего опорного катка качественно повторится, но количественные показатели будут другими. Соотношение упругих и остаточных деформаций грунта под соседними катками будет

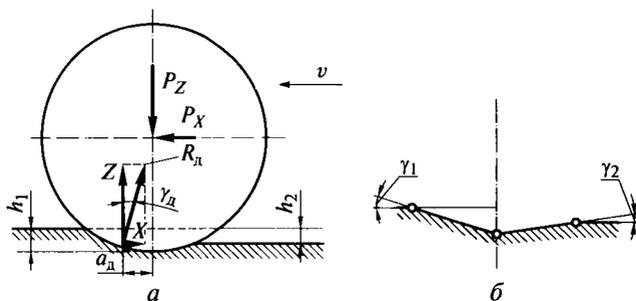


Рис. 3.4. Схема качения жесткого колеса по деформируемому грунту:

$a$  — силы, действующие на каток при качении по нерастяжимой ленте;  $b$  — положение соседних звеньев гусеничной цепи при совмещении оси катка и шарнира;  $P_Z$  — вертикальная сила на каток;  $P_X$  — толкающая сила;  $R_d$  — суммарная реакция дороги;  $X$  — касательная реакция дороги (сила сопротивления качению);  $Z$  — нормальная реакция грунта на каток;  $v$  — скорость движения;  $h_1$  — деформация грунта под катком;  $h_2$  — остаточная деформация после прохода катка;  $a_d$  — смещение реакции  $Z$  относительно оси колеса, вызванное деформацией грунта;  $\gamma_d$  — угол наклона реакции  $R_d$  дороги;  $\gamma_1$  — угол поворота звена гусеничной цепи перед катком;  $\gamma_2$  — угол поворота звена гусеничной цепи за катком

определяться свойством грунта и величиной нагрузок, приходящихся на эти катки. При этом сопротивление качению разных катков будет неодинаковым. Наибольшей величины оно достигает у переднего катка.

Сумма сил сопротивления качению всех катков  $\sum X$  дает общую силу сопротивления прямолинейному качению машины  $P_f$ , которая приложена в опорной плоскости.

*Силу сопротивления качению  $P_f$ , Н, при прямолинейном движении гусеничной машины определяют по формуле*

$$P_f = \sum X = \sum Zf = Gf,$$

где  $G$  — вес гусеничной машины, Н;  $f$  — коэффициент сопротивления качению гусеничной машины.

Коэффициент сопротивления качению гусеничной машины  $f$  имеет такой же физический смысл, что и коэффициент сопротивления качению колеса, рассмотренный в подразд. 3.1. Для гусеничной машины величина  $f$  зависит от свойств грунта и от конструктивных особенностей ходовой части машины.

В результате экспериментов, проведенных с разными гусеничными машинами, получены средние опытные значения коэффициента сопротивления качению для разных дорожных условий. Для наиболее распространенных дорог и грунтов он изменяется в пределах от 0,03 (шоссе) до 0,15 (для песка до 0,20 и для снега до 0,40).

У гусеничных машин, предназначенных для передвижения на деформируемых грунтах, основной составляющей силы сопротивления качению является сопротивление от вертикальной деформации грунта.

*Среднее давление является наиболее распространенным критерием оценки воздействия гусеницы на грунт, МПа:*

$$p_{cp} = \frac{G}{2bL_i},$$

где  $G$  — вес машины, кН;  $b$  — ширина гусеницы, м;  $L_i$  — длина опорной поверхности гусеницы, м.

Размер  $L_i$  соответствует базе  $L_1$  (рис. 3.5) машины на твердой поверхности движения или длине  $L_2$  опорной поверхности гусеницы при погружении в мягкий грунт на 100 мм, что уменьшает среднее давление на 10...15%. Теоретическая эпюра давлений при этом имеет вид прямоугольника, как для распределенной нагрузки. В разных конструкциях машин среднее давление  $p_{cp}$  на грунт изменяется в довольно широких пределах. Для транспортных гусеничных машин и сельскохозяйственных тракторов  $p_{cp} = 0,04 \dots 0,06$  МПа, для машин высокой проходимости  $p_{cp} = 0,015 \dots 0,020$  МПа (для

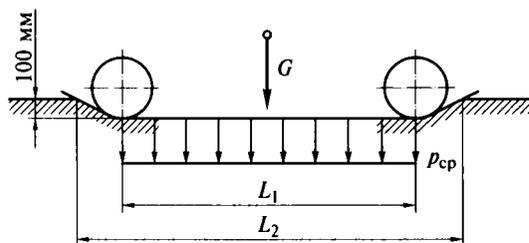


Рис. 3.5. Схема для определения среднего давления на грунт:  
 $G$  — вес машины;  $L_1$  — база машины;  $L_2$  — длина опорной поверхности гусеницы;  
 $p_{ср}$  — среднее давление на грунт

сравнения можно отметить, что давление ноги взрослого человека в среднем  $0,05 \dots 0,06$  МПа; при ходьбе на лыжах давление составляет примерно  $0,01$  МПа).

В ряде условий среднее давление может определять проходимость машины, но оно не может являться ее исчерпывающей характеристикой. Существенное влияние на прессование грунта и, следовательно, на сопротивление качению гусеничной машины оказывают свойства грунта и пиковая неравномерность распределения давления на грунт, обусловленная конструкцией гусеничного движителя.

Движение по мягкому грунту (болото, глубокий снег, сыпучий песок) вызывает погружение гусеницы с образованием колеи. При этом возрастают сопротивление качению и потребная сила тяги. Осадка машины может оказаться столь большой, что машина сядет днищем на грунт, из-за чего значительно уменьшится давление на гусеницах. Это, в свою очередь, может привести к полному буксованию гусеницы и невозможности обеспечить требуемую силу тяги. Движение прекратится.

Иначе будет происходить деформация на мягком грунте небольшой толщины. При погружении машины в грунт он уплотняется настолько, что сцепные качества его сильно возрастают, что обеспечивает создание необходимой силы тяги. Гусеница при этом достигает нижнего твердого слоя грунта. Величина давления при этом может оказаться значительной.

Достоинством мелкозвенчатых гусениц тракторов является то, что они плавно огибают препятствия. Однако эти гусеницы прогибаются от нагрузки на опорные катки и неравномерно нагружают грунт. Если прочность грунта высока (твердый грунт), то эпюры давления под катками отражают пиковую неравномерность и напоминают треугольники (рис. 3.6, а), так как давление на грунт в этом случае передают только активно-опорные участки гусеничных лент.

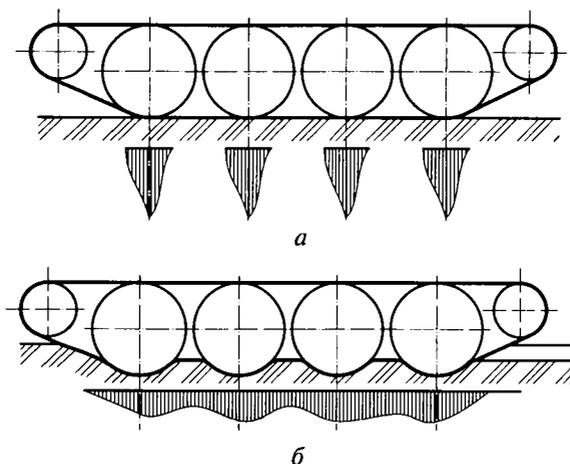


Рис. 3.6. Эпюры давления мелкозвенчатых гусениц на твердый (а) и мягкий (б) грунты

На мягких грунтах (рис. 3.6, б) гусеницы глубоко погружаются в почву, и эпюра давления выравнивается. Из экспериментальных исследований установлено, что при числе опорных катков на каждом борту машины больше семи пиковая неравномерность распределения давления практически перестает влиять на глубину колеи. Прогибы гусеничных лент неблагоприятно влияют на качение опорных катков по беговым дорожкам и на сопротивление качению машины в целом.

Сопротивление качению машин, имеющих небольшие опорные катки, например у сельскохозяйственных тракторов, заметно увеличивается при попадании грунта на беговые дорожки гусеничной цепи. В то же время использование опорно-поддерживающих катков большого диаметра сопряжено с увеличением их шага. Поэтому для улучшения проходимости машин иногда применяют шахматное расположение опорных катков.

Уменьшению сопротивления качению опорных катков и пиковой неравномерности распределения давления способствует применение резинометаллических шарниров между звеньями гусеничных лент. Использование таких шарниров целесообразно как для улучшения проходимости тракторов, так и для повышения долговечности гусеничного движителя.

При движении по твердым несминаемым грунтам гусеничная машина также испытывает сопротивление. Однако при этом проявляются другие, чем в колесных движителях, силы сопротивления, связанные по своей природе с сопротивлением перекатыванию опорных катков по гусенице. Теоретически эти силы являются

внутренними силами гусеничного обвода, но в реальном звенчатом гусеничном движителе силы сопротивления качению опорных катков проявляются в виде внешних сил. Внутренние сопротивления в гусеничном движителе учитываются коэффициентом полезного действия гусениц  $\eta_{гус}$ .

Одним из достоинств гусеничного движителя является хорошее сцепление с грунтом. Сцепные свойства гусениц зависят от многих факторов: величины давления, размеров опорной поверхности, высоты, формы и размещения почвозацепов и т.д. Благодаря хорошему сцеплению с грунтом гусеницы обеспечивают меньшее буксование машины, чем колесные движители.

### 3.3. Тяговый и мощный баланс тракторов и автомобилей

Кроме силы сопротивления качению  $P_f$  на трактор, как и на автомобиль, действуют разные внешние силы, препятствующие движению. Рассмотрим их на примере автомобиля.

Сила сопротивления подъему  $P_i$  возникает при движении по дороге, имеющей чередующиеся между собой подъемы и спуски, которые автомобилю предстоит преодолеть. Из рис. 3.7 определяем силу сопротивления подъему при движении автомобиля по наклонной поверхности вверх. Крутизна подъема характеризуется

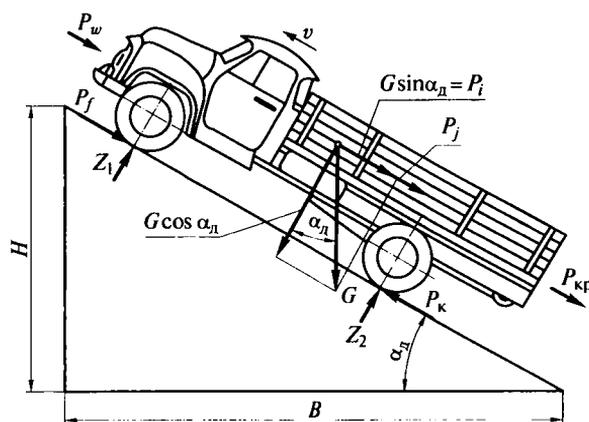


Рис. 3.7. Схема сил, действующих на автомобиль при движении со скоростью  $v$ :

$G$  — сила тяжести автомобиля;  $P_i$ ,  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_{кр}$  — силы сопротивления подъему, качению, действию воздуха, на крюке;  $P_j$  — сила инерции;  $P_k$  — касательная сила тяги;  $Z_1$ ,  $Z_2$  — нормальные реакции дороги, действующие на передние и задние оси;  $\alpha_d$  — угол подъема дороги;  $H$  — превышение дороги;  $B$  — заложение дороги

углом  $\alpha_d$  в градусах или уклоном дороги  $i$ , равным отношению превышения  $H$  дороги к ее заложению  $B$ , т.е.  $\operatorname{tg} \alpha_d$ .

При разложении силы тяжести автомобиля  $G$ ,  $H$ , преодолевающего подъем, получим две составляющие: силу  $G \sin \alpha_d$ , действующую параллельно наклону дороги, и перпендикулярную ей силу  $G \cos \alpha_d$ . При этом сила  $G \sin \alpha_d$  препятствует движению автомобиля на подъем и называется *силой сопротивления подъему*  $P_i$ .

На автомобильных дорогах с твердым покрытием углы подъема невелики, не превышают  $5^\circ$ . Для таких углов можно принять, что уклон

$$i \approx \sin \alpha_d.$$

Тогда сила,  $H$ , сопротивления подъему

$$P_i = G \sin \alpha_d \approx Gi.$$

При движении на спуске сила  $P_i$  направлена в сторону движения автомобиля, т.е. является движущей силой. Поэтому угол  $\alpha_d$  и уклон дороги  $i$  считают положительными при движении автомобиля на подъеме и отрицательными при его движении на спуске.

*Мощность*, Вт, *затрачиваемая на преодоление автомобилем подъема с уклоном  $i$ ,*

$$N_i = P_i v \approx Giv,$$

где  $v$  — скорость движения, м/с.

При движении автомобиля на подъеме и спуске составляющая силы тяжести, перпендикулярная дороге, равна  $G \cos \alpha_d$ . Вследствие этого сила сопротивления качению  $P_f$  при движении на таких участках дороги равна  $fG \cos \alpha_d$ , т.е. она несколько меньше, чем при движении по горизонтальному участку. Однако для малых углов  $\cos \alpha_d \approx 1$ , что позволяет определять силу  $P_f$  по формуле для горизонтальных участков дороги (см. подразд. 3.1). Коэффициент сопротивления качению  $f$  и уклон дороги  $i$  в совокупности характеризуют качество дороги.

*Силой сопротивления дороги* называется сумма сил сопротивления качению  $P_f$  и сопротивления подъему  $P_i$ :

$$P_\psi = P_f + P_i = G(f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d).$$

*Коэффициент сопротивления дороги  $\psi$*  определяется из выражения в скобках  $(f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d)$ , которое для малых углов уклона ( $4 \dots 5^\circ$ ) можно записать в виде

$$\psi \approx f + i.$$

Тогда сила сопротивления дороги

$$P_\psi \approx G(f + i) = G\psi,$$

а мощность, Вт, необходимая для преодоления сопротивления дороги

$$N_{\psi} = P_{\psi}v = G_{\psi}v,$$

где  $v$  — скорость движения, м/с, автомобиля.

Сила сопротивления воздушной среды  $P_w$  возникает в результате воздействия частиц окружающего воздуха на поверхность автомобиля во время движения. В каждой точке поверхности в результате соприкосновения ее с воздушной средой возникают элементарные силы, нормальные к поверхности и касательные к ней. Касательные силы являются силами трения. Нормальные силы создают давление на поверхность автомобиля. Общее сопротивление воздушной среды складывается из ряда сопротивлений:

- лобового, вызванного разностью давления воздуха спереди и сзади автомобиля (55... 60 % от  $P_w$ );
- подножек, крыльев и других выступающих частей автомобиля (12... 18 % от  $P_w$ );
- воздуха при его прохождении через радиатор и подкапотное пространство (10... 15 % от  $P_w$ );
- трения наружной поверхности автомобиля о близлежащие слои воздуха (5... 10 % от  $P_w$ );
- вызванного разностью давления сверху и снизу автомобиля (5... 8 % от  $P_w$ ).

Для упрощения расчетов элементарные силы сопротивления воздуха, распределенные по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной силой сопротивления воздуха  $P_w$ . Точку приложения этой силы называют *метацентром автомобиля*.

Опытным путем установлено, что сила сопротивления воздуха

$$P_w = kFv^2,$$

где  $k$  — коэффициент обтекаемости, зависящий от формы и качества отделки поверхности автомобиля,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  — площадь лобовой поверхности автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Коэффициент обтекаемости  $k$  численно равен силе,  $\text{Н}$ , сопротивления воздуха на  $1 \text{ м}^2$  лобовой площади автомобиля при движении со скоростью  $1 \text{ м/с}$ .

Площадь  $F$  лобовой поверхности автомобиля — это площадь проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля (рис. 3.8). Определить точно площадь лобовой поверхности довольно трудно, так как для этого нужно провести обмер автомобиля и вычертить его наружный контур. Поэтому для определения площади  $F$  грузового автомобиля (рис. 3.8, а) используется приближенная формула

$$F = 0,9BH_a,$$

где  $B$  — колея, м;  $H_a$  — наибольшая высота автомобиля, м.

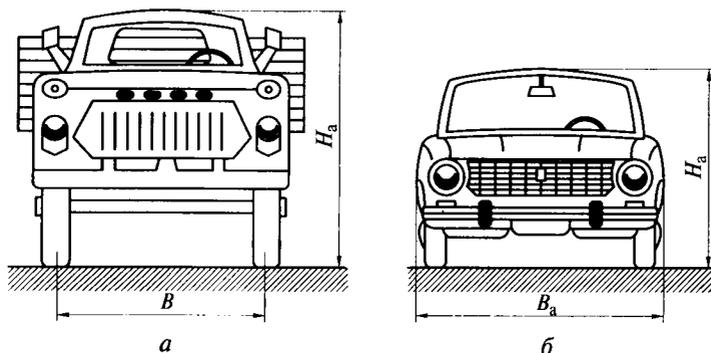


Рис. 3.8. Параметры, определяющие площадь лобовой поверхности автомобиля:

*a* — грузового; *б* — легкового; *B* — колея; *H<sub>a</sub>* — наибольшая высота автомобиля; *B<sub>a</sub>* — наибольшая ширина автомобиля

Для легковых автомобилей (рис. 3.8, б) используется формула

$$F = 0,78 B_a H_a,$$

где *B<sub>a</sub>* — ширина автомобиля в наиболее широком месте, м.

Произведение *kF* называют *фактором обтекаемости* и обозначают буквой *W*. Средние значения *k*, *F* и *W* для автомобилей приведены в табл. 3.2.

*Мощность, необходимая для преодоления сил сопротивления воздуха:*

$$N_w = P_w v = k F v^3.$$

В результате взаимодействия автомобиля и воздуха возникает также вертикальная сила. У серийных автомобилей эта сила направлена вверх и называется *подъемной силой*. У скоростных автомобилей благодаря специальной форме кузова она направлена вниз и увеличивает силу сцепления шин с дорогой. При скоростях до

Таблица 3.2

Параметры обтекаемости автомобилей

Автомобили	<i>k</i> , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	<i>F</i> , м <sup>2</sup>	<i>W</i> , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup>
Легковые: с закрытым кузовом	0,20...0,35	1,6...2,8	0,3...1,0
с открытым кузовом	0,40...0,50	1,5...2,0	0,6...1,0
Грузовые	0,60...0,70	3,0...5,0	1,8...3,5
Автобусы	0,24...0,40	4,5...6,5	1,1...2,6
Гоночные	0,13...0,15	1,0...1,3	0,13...0,2

100... 120 км/ч вертикальная сила невелика, и ее можно не учитывать в расчетах.

*Сила инерции  $P_j$*  движения возникает в процессе разгона автомобиля, массы которого совершают поступательное и вращательное движения. Обозначив через  $G$ ,  $H$ , полный вес автомобиля, найдем силу инерции  $P_j$ ,  $H$ , движения массы автомобиля, совершающего поступательное движение,

$$P_j = \delta j \frac{G}{g},$$

где  $\delta$  — коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля;  $j$  — ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

В процессе разгона автомобиля раскручиваются маховик двигателя, муфты, шестерни и валы трансмиссии, ведомые и ведущие колеса. Чтобы разогнать указанные массы, требуется дополнительный вращающий момент двигателя. Этот фактор и учитывается коэффициентом  $\delta$ .

Коэффициент учета инерции вращающихся масс  $\delta$  грузовых автомобилей может быть найден по эмпирической зависимости

$$\delta = 1,04 + 0,05i_k^2,$$

где  $i_k$  — передаточное число коробки передач (КП).

На низшей передаче  $\delta = 2,5 \dots 3,0$ , т. е. разгон вращающихся масс существенно увеличивает сопротивление разгону автомобиля.

Во время замедления движения автомобиля сила  $P_j$  становится отрицательной и направлена в сторону его движения, т. е. является движущей силой.

*Мощность, необходимая для преодоления силы инерции движения:*

$$N_j = P_j v = v \delta j \frac{G}{g}.$$

*Сила сопротивления движению прицепа  $P_{кр}$*  действует на автомобиль, движущийся в составе автопоезда. Действие подобных сил испытывают сельскохозяйственные, лесопромышленные и промышленные тракторы со стороны прицепных орудий, поэтому эти силы обычно называются *силой тяги на крюке*, хотя природа сил тяги на крюке для указанных машин разная.

Сила, необходимая для буксировки прицепа или полуприцепа, равна сумме всех сопротивлений их перемещению. В общем случае этими сопротивлениями являются сопротивления качению колес, движению на подъем, а также воздушной среды и инерции. Для определения всех этих сопротивлений можно использовать формулы, рассмотренные ранее, в которых вес автомобиля нужно заменить весом прицепа.

В тяговых расчетах автопоездов составляющие сил сопротивления движению прицепов обычно складываются с соответствующими составляющими сопротивлений движению автомобиля-тягача и  $P_{кр}$  не выделяют в отдельное слагаемое, и весь автопоезд рассматривают как единую транспортную систему.

*Мощность, Вт, необходимая для преодоления силы тяги на крюке,*

$$N_{кр} = P_{кр}v.$$

В процессе движения от двигателя к ведущим колесам должен быть подведен вращающий момент, достаточный для преодоления всех сил сопротивления, действующих на машину.

Сложив силу сопротивления качению  $P_f$  с другими силами сопротивления движению машины, направленными вдоль полотна пути, получим касательную реакцию грунта, Н:

$$P'_к = P_f + P_i + P_w + P_j + P_{кр}.$$

Определим эффективный вращающий момент  $M_e$ , Н·м, двигателя, необходимый для преодоления сил сопротивления движению,

$$M_e = \frac{P'_к r_d}{i_{тр} \eta_{тр}},$$

где  $r_d$  — динамический радиус колеса, м;  $i_{тр}$  — передаточное число трансмиссии;  $\eta_{тр}$  — коэффициент полезного действия трансмиссии.

При выполнении тяговых расчетов эффективный вращающий момент двигателя  $M_e$  удобнее представлять через силу  $P_k$ , Н, приложенную к ободу ведущих колес и равную сумме сопротивлений движению,

$$P_k = \frac{M_e i_{тр} \eta_{тр}}{r_d} = P_f \pm P_i + P_w \pm P_j + P_{кр}.$$

Сила  $P_k$  называется *касательной силой тяги машины*, а приведенное уравнение является *уравнением тягового баланса*.

Тяговый баланс гусеничного трактора отличается от рассмотренного баланса сил колесной машины тем, что необходимо дополнительно учитывать потери энергии в гусеничном движителе. Эти потери могут быть разбиты на две группы: первая — потери, зависящие от натяжения ведущего участка гусеницы (потери в зацеплении ведущего колеса с гусеничной цепью; на трение в шарнирах ведущего участка гусеничной цепи); вторая — потери, связанные с весом машины и предварительным натяжением гусениц (потери на трение в подшипниках поддерживающих и опорных катков; на качение опорных катков по беговым дорож-

кам гусениц; на трение в шарнирах ведомого участка гусеничной цепи и др.).

Отделить внутренние потери в гусеничном движителе от внешних потерь, возникающих в результате деформации грунта, практически невозможно. Поэтому внутренние потери определяют путем измерения усилия в тросе при буксировке машины по жесткой и ровной поверхности полотна пути или путем непосредственного измерения касательных сил на зубьях ведущих колес в указанных условиях движения.

На основании результатов экспериментов потери обеих групп в сумме составляют 3...5% энергии, подведенной к грунту. Поэтому КПД гусеничного движителя  $\eta_{гус}$  принимается равным 0,95...0,97 при скоростях движения 1...1,5 км/ч.

При исследовании процесса движения установлено, что действительный путь  $S$  автомобиля или трактора, который транспортное средство проходит за один оборот ведущего колеса, не соответствует теоретическому пути  $S_T$ , равному длине окружности профиля шины или длине делительной окружности ведущего колеса (звездочки) гусеничного трактора.

Режим движения, при котором возникает несоответствие пути  $S_T$  и  $S$  или несоответствие теоретической  $v_T$  и действительной  $v$  скоростей машин, называется *буксованием*.

*Коэффициент буксования*  $\delta$  оценивает величину уменьшения действительного пути  $S$  или действительной скорости  $v$  по отношению к теоретическим значениям:

$$\delta = \frac{S_T - S}{S_T} = \frac{v_T - v}{v_T}.$$

Изучая следы колес или гусениц, оставленные на мягком грунте в виде четких отпечатков рисунка протектора или почвозацепов, можно сделать вывод, что причиной буксования необязательно является проскальзывание движителя по земле. В этом случае одной из причин буксования является деформация грунта или шины колеса.

В ведущем режиме качения внешние силы сопротивления вызывают деформацию грунта в сторону, противоположную движению.

Исследования машин показали, что величина буксования зависит от свойств грунта и нагрузки на крюке (силы тяги).

На рис. 3.9 приведены характеристики буксования гусеничного трактора на лесном грунте (кривая 1) и заболоченной низине (кривая 2). Анализ этих кривых показывает, что превышение удельных нагрузок на крюке ( $P_{кр}/G$ ) некоторых предельных значений приводит к тому, что буксование начинает изменяться вне связи с нагрузкой на крюке.

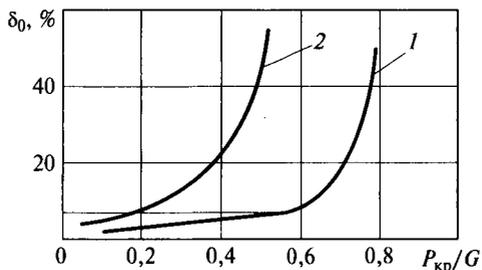


Рис. 3.9. Характеристики буксования гусеничного трактора:

1 — по лесному грунту; 2 — по заболоченной низине;  $\delta_0$  — буксование;  $P_{кр}/G$  — удельная нагрузка на крюке

В этом случае прогрессирующее увеличение коэффициента буксования связано как с появлением поверхностей скольжения внутри грунта, так и с проскальзыванием движителя относительно опорного массива, но в обоих случаях это означает потерю сцепления движителя с грунтом.

Аналогичный характер имеют кривые буксования колесных тракторов. Однако в силу больших сопротивлений качению колес эти тракторы при прочих равных условиях обеспечивают меньшие удельные нагрузки на крюке при большем коэффициенте буксования.

Опыты показывают, что качение эластичных колес автомобилей по жесткому полотну пути (шоссе) также сопровождается буксованием.

Нарушение линейности законов деформации грунта или проскальзывание движителей по полотну пути приводит к прогрессирующему росту коэффициента буксования, уменьшению скорости движения и производительности машин, повышению расхода топлива, увеличению изнашивания шин и другим нежелательным последствиям.

Поэтому тяговые расчеты машин выполняются при условии надежного сцепления колес или гусениц с грунтом, когда буксование изменяется пропорционально силам сопротивления движению. Потеря сцепления движителей колесных и гусеничных машин является одной из основных причин нарушения нормальной работы технологической и транспортной техники.

Движущая сила — касательная сила тяги машины  $P_k$ , равная касательной реакции грунта, имеет предел, который называется силой сцепления  $P_{сц}$  колес или гусениц с грунтом.

Величина силы сцепления колес или гусениц с грунтом  $P_{сц}$  определяется физико-механическими свойствами грунта, параметрами, конфигурацией и состоянием протектора шин, конструкцией звеньев гусеницы, а также нормальной реакцией полотна дороги на ведущие органы машины.

В общем виде силу сцепления  $P_{\text{сц}}$  описывают уравнением

$$P_{\text{сц}} = \varphi G_{\text{сц}},$$

где  $G_{\text{сц}}$  — *цепной вес*, определяемый как сумма нормальных реакций грунта на ведущие органы машины, Н;  $\varphi$  — *коэффициент сцепления* ведущих органов машины с опорной поверхностью.

Средние значения коэффициента сцепления колесных и гусеничных движителей, полученных экспериментальным путем, приведены в табл. 3.3.

У неполноприводных автомобилей и колесных тракторов цепной вес можно выражать через *коэффициент цепного веса*  $K_{\text{сц}}$ , представляющий отношение цепного веса к полному весу машины или автопоезда:

$$K_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}}}{G}.$$

Имеется целый ряд технических решений по улучшению сцепных свойств гусеничных и колесных движителей. Так как сила трения металла или резины о грунт при прочих равных условиях меньше силы внутреннего трения между частицами грунта, гусеницы и колеса снабжаются выступами — грунтозацепами. В этом случае сила сцепления в основном определяется силой трения грунтовых кирпичиков, заключенных между грунтозацепами и грунтом.

Для улучшения сцепления пневматических колес с грунтом на них надевают цепи противоскольжения или запрессовывают в протектор металлические шипы. Указанные мероприятия положительно сказываются на сцеплении колес с поверхностью обледеневших дорог, а также с влажным и рыхлым грунтом при наличии близлежащего твердого подстилающего слоя. При движении

Таблица 3.3

**Средние значения коэффициентов  $\varphi$  сцепления колесных и гусеничных движителей с опорной поверхностью пути**

Тип пути	Колесо	Гусеница
Асфальт в удовлетворительном состоянии	0,60 ... 0,75	—
Гравийно-щебеночная дорога	0,50 ... 0,65	—
Грунтовые дороги	0,65 ... 0,70	0,80 ... 1,00
Целина, плотная залежь	0,60 ... 0,70	1,00 ... 1,10
Заболоченная местность	0,30 ... 0,40	0,40 ... 0,50
Снежная целина	0,25 ... 0,35	0,30 ... 0,40

машин по шоссе и укатанным грунтовыми дорогам потеря сцепления в основном происходит в результате разрушения микронеровностей поверхности колес и полотна пути. Количество этих неровностей (выступов) растет за счет деформации контактирующих материалов при увеличении нормальной силы. Поэтому сцепление колес автомобилей с дорогой практически оказывается пропорциональным сцепному весу.

Для обеспечения надежного сцепления движителя с грунтом должно быть выдержано условие между касательной силой  $P_k$  тяги движителя и силой  $P_{сц}$  сцепления его колес или гусениц с грунтом:

$$P_k \leq P_{сц}.$$

В гололед и даже в условиях движения по мокрому шоссе коэффициенты сцепления колес  $f$  уменьшаются до такого уровня, что становятся соизмеримыми со значениями коэффициента  $f$ . Превышение скоростей, допустимых по сцеплению, является основной причиной серьезных аварий, так как при этом нарушается курсовая устойчивость автомобилей.

Зимой можно наблюдать, как автопоезд не может преодолеть подъем, и останавливается, потеряв сцепление. В этом случае и скорость, и ускорение машины равняются нулю, а решающим фактором является значение предельного угла подъема по сцеплению колес с грунтом.

Во время работы машины часть мощности ее двигателя подводится к грунту, где возникает касательная сила  $P_k$  тяги, обеспечивающая движение автомобиля или трактора с действительной скоростью  $v$ .

По аналогии с балансом сил рассмотрим, на что расходуется мощность двигателя машины в общем случае ее движения. Основными статьями расхода мощности являются затраты мощности на преодоление:

- механических потерь в трансмиссии и гусеничном движителе (для тракторов)  $N_{тр}$ ;

- сопротивления качению  $N_f$ ;
- сопротивления подъему  $N_i$ ;
- сопротивления воздуха  $N_w$ ;
- силы инерции движения  $N_j$ ;
- силы на крюке  $N_{кр}$ ,

а также на буксование  $N_б$ .

Основная часть составляющих затрат мощности двигателя определена ранее при рассмотрении сил сопротивления движению. Величина затрат зависит от действительной скорости движения  $v$ .

*Мощность на преодоление механических потерь в трансмиссии и гусеничном движителе*

$$N_{тр} = (1 - \eta_{тр}\eta_{гус})N_e.$$

*Мощность, затраченная на буксование:*

$$N_6 = P_k(v_T - v_d) = \delta N_e \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гус}}.$$

Сумма перечисленных составляющих затрат мощности позволяет определить требуемую мощность двигателя, Вт:

$$N_e = N_f \pm N_i + N_w \pm N_j + N_{\text{кр}} + N_6 + N_{\text{тр}}.$$

Приведенное уравнение является *уравнением мощностного баланса*.

Уравнения тягового и мощностного балансов машин являются основными при выполнении тяговых расчетов.

### **3.4. Тяговые и динамические расчеты тракторов и автомобилей**

*Тяговые расчеты* позволяют определить основные технические параметры при создании новых машин (проектные расчеты) или же определить эксплуатационные показатели существующих машин (транспортные расчеты).

При выполнении проектного расчета учитываются дорожные условия района предполагаемой эксплуатации новых машин. При анализе этой информации определяют наиболее вероятные условия эксплуатации и для их характеристики вводят коэффициент суммарного сопротивления дороги  $\psi$ , а также определяют экстремальные дорожные условия с очень большими углами подъема  $\alpha_d$  и малыми коэффициентами сцепления  $\phi$ .

Рассмотрим, например, методики тягового расчета автопоезда. Зная допустимую для данных дорог нагрузку на ось автопоезда и, учитывая требования к проходимости, выбирают тип и размеры шин. Затем определяют лобовую поверхность автопоезда  $F$ ,  $\text{м}^2$ , задают величину коэффициента обтекаемости  $k$ ,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ , и КПД трансмиссии (для механических трансмиссий грузовых автомобилей  $\eta_{\text{тр}} = 0,82 \dots 0,87$ ) и рассчитывают требуемую эффективную мощность двигателя, необходимую для движения в наиболее вероятных условиях эксплуатации, Вт:

$$N'_e = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (\psi G v_{\text{max}} + k F v_{\text{max}}^3),$$

где  $G$  — вес автомобиля, Н;  $v_{\text{max}}$  — максимальная скорость движения автомобиля, м/с.

По расчетной мощности выбирают наиболее подходящий серийный двигатель. Обычно номинальная мощность выбранного

двигателя  $N_e$  либо превышает, либо оказывается меньше расчетной мощности  $N'_e$ . В этих случаях уточняют максимальную скорость автопоезда, ориентируясь на фактическую мощность двигателя. Эта задача решается подстановкой в уравнение мощностного баланса значения выбранной номинальной мощности  $N_e$  и определения фактической максимальной скорости  $v_{\max}$ .

Зная уточненную скорость автопоезда, приступают к определению передаточных чисел трансмиссии. Механические трансмиссии автомобилей повышенной проходимости имеют КП, раздаточную коробку, главные и конечные передачи. Поэтому общее передаточное число трансмиссии  $i_{\text{тр}}$  является произведением передаточных чисел КП  $i_k$ , раздаточной коробки  $i_p$ , передаточных чисел постоянно включенных шестерен главной  $i_r$  и конечных  $i_b$  передач:

$$i_{\text{тр}} = i_k i_p i_r i_b.$$

Раздаточная коробка используется в особенно тяжелых условиях движения. При движении по дорогам она обычно не участвует в изменении вращающего момента двигателя, и в ней включается прямая передача ( $i_p = 1$ ). Поэтому, определяя передаточные числа  $i_k$  коробки передач,  $i_p$  в расчетах не учитывают.

Скорость машины  $v$ , м/с, зависит от радиуса ведущих колес  $r_d$ , м, частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$ ,  $\text{с}^{-1}$ , и передаточного числа трансмиссии

$$v = \frac{2\pi r_d n_e}{i_k i_r i_b} = 6,28 \frac{r_d n_e}{i_k i_r i_b}.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$ , работающего по внешней скоростной характеристике, определяет значение вращающего момента  $M_e$ , который, в свою очередь, определяет при равномерном движении машины величину касательной силы тяги ведущих колес

$$P_k = \frac{M_e i_k i_r i_0 \eta_{\text{тр}}}{r_d},$$

где  $r_d$  — динамический радиус колеса.

Таким образом, располагая внешней скоростной характеристикой двигателя  $M_e = f(n_e)$ , можно построить зависимость силы тяги от скорости движения:  $P_k = f(v)$ , т.е. тяговую характеристику машины при любом передаточном числе КП.

Однако передаточные числа КП нельзя принимать произвольно. Чтобы повысить КПД трансмиссии при работе в наиболее вероятных условиях эксплуатации, высшую передачу основного ряда автомобильных коробок передач делают прямой  $i_{k(\text{пр})} = 1$  или превышающей  $i_k < 1$ . Так как высшая передача обеспечивает скорость

$v_{\max}$ , передаточное число постоянно включенных шестерен главной  $i_r$  и конечных  $i_6$  передач трансмиссии составит

$$i_0 = i_r i_6 = 6,28 \frac{r_d N_e}{v_{\max}}$$

Выбирая число ступеней коробки передач и передаточное число первой передачи  $i_{k(1)}$ , следует помнить, что оно определяет касательную силу тяги ведущих колес, величина которой ограничена по сцеплению, т. е.

$$P_k \leq P_{\text{сц}}$$

Поскольку рабочий диапазон двигателя по частоте вращения коленчатого вала соответствует интервалу от некоторой частоты вращения  $n_m$ , при которой вращающий момент на коленчатом валу достигнет максимального значения  $M_{e\max}$ , до номинальной частоты  $n_e$ , число передач  $m$  и их значения  $i_m$  должны быть подобраны таким образом, чтобы при переключении передач в процессе движения соблюдалось условие

$$v_{\max(p)} = v_{\min(p+1)}$$

Данное условие означает, что в предшествующий переключению передач момент времени минимальная скорость машины на высшей передаче  $p + 1$  должна быть равна максимальной скорости машины на нижней ступени  $p$ . Коленчатый вал двигателя при этом вращается с номинальной частотой  $n_e$ .

Это возможно, если отношение ряда передаточных чисел КП является геометрической прогрессией, знаменатель которой

$$q = n_m/n_e$$

Минимальное число ступеней  $m$  коробки передач, при котором обеспечивается перекрытие кривых сил тяги на смежных передачах, определяется следующей зависимостью:

$$m = \frac{\lg \frac{i_{k(1)}}{i_{k(np)}}}{\lg \frac{1}{q}} + 1,$$

где  $i_{k(1)}$ ,  $i_{k(np)}$  — передаточные числа КП на I и прямой передачах.

Передаточное число  $p$ -й передачи

$$i_{k(p)} = m \sqrt[m-p]{i_{k(1)}^{m-p}},$$

где  $p$  — номер передачи (2, 3, ...,  $m$ ).

Завершающим этапом тягового расчета автопоезда является построение тяговых и динамических характеристик. В качестве примера на рис. 3.10 изображена тяговая характеристика автомобиля с четырехскоростной коробкой передач. Если на этом рисунке

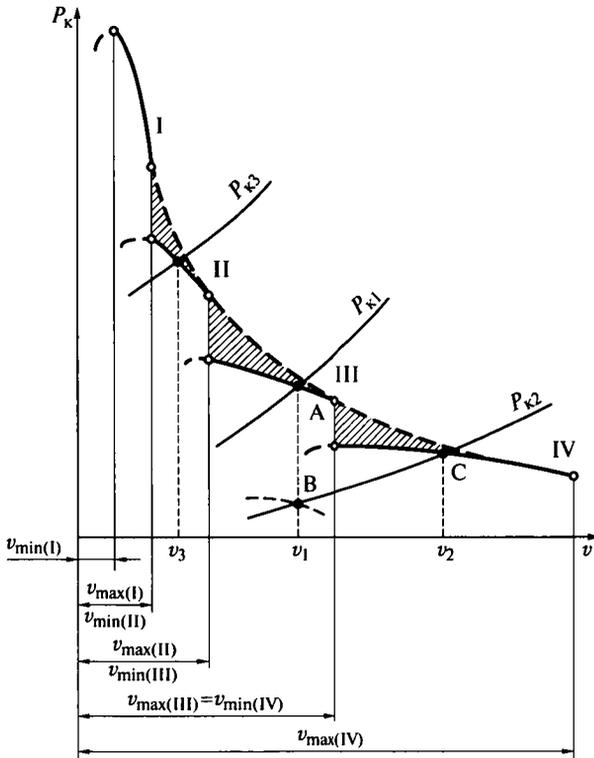


Рис. 3.10. Тяговая характеристика автомобиля:

$P_k$  — касательная сила тяги, развиваемая автомобилем;  $P_{k1}$ — $P_{k3}$  — касательная сила тяги, требуемая для движения автомобиля соответственно по дорогам 1—3;  $v$  — скорость движения автомобиля;  $v_1$ — $v_3$  — максимальные скорости автомобиля на дорогах 1—3 (черные точки); I—IV — передачи;  $v_{max(I)}$ — $v_{max(IV)}$  — максимальные скорости автомобиля соответственно на передачах I—IV;  $v_{min(I)}$ — $v_{min(IV)}$  — то же, минимальные; А — точка, соответствующая максимальной скорости  $v_1$ , возможной в условиях эксплуатации при движении по дороге 1 на III передаче; В — точка, соответствующая заданной скорости  $v_1$ , возможной в условиях эксплуатации при движении по дороге 2 на IV передаче; С — точка, соответствующая максимальной скорости  $v_2$ , возможной в условиях эксплуатации при движении по дороге 2 на IV передаче; индексы 1—3 соответствуют дорогам 1—3, оказывающим разное сопротивление движению машины; — — — — тяговые скоростные характеристики автомобиля со ступенчатой коробкой передач; - - - - частичная тяговая характеристика; - - - - идеальная тяговая характеристика машины, соответствующая зависимости  $N_k = N_e \eta_{тр} = P_k v = \text{const}$  (где  $N_k$  и  $N_e$  — мощность, подводимая к колесу, и эффективная мощность двигателя), заштрихованная площадь — недоиспользованная мощность двигателя

нанести кривую касательной силы тяги, которую должен развивать автомобиль, преодолевая сопротивления дороги I и воздушной среды  $P_{к1} = P_{\psi1} + P_w$ , то точка пересечения кривой  $P_{к1}$  с тяговой характеристикой машины (точка А), определит максимальную скорость  $v_1$ , которая возможна в заданных условиях эксплуатации при движении на III передаче.

Необходимость сохранить эту скорость в более легких условиях движения, когда  $P_{к2} = P_{\psi2} + P_w$  (если, например, на дороге установлен ограничительный знак), заставит водителя убавить подачу топлива. Пунктирная линия на рисунке описывает тяговую характеристику автомобиля, двигатель которого работает по частичной скоростной характеристике (частичная тяговая характеристика). Имеющийся в этом случае запас касательной силы тяги (отрезок ординаты АВ) может быть использован для разгона автомобиля до скорости  $v_2$  за счет увеличения подачи топлива и включения IV передачи. Очевидно, если сопротивления возрастут до величины  $P_{к3} = P_{\psi3} + P_w$ , движение будет возможным со скоростью  $v_3$  на II передаче.

Выбор передаточных чисел в КП по условию обеспечения устойчивой работы двигателя в заданном интервале изменения сил сопротивления движению ведет к недоиспользованию мощности двигателя и уменьшению средней эксплуатационной скорости машины.

Соединив на графике тяговых характеристик точки кривых, соответствующие работе двигателя при номинальной мощности, получим идеальную характеристику машины с бесступенчатой передачей, обеспечивающей постоянство мощности двигателя при любой скорости движения  $P_k v = N_e \eta_{тp} = \text{const}$ . В координатах  $P_k - v$  площадь на графиках характеризует мощность, поэтому заштрихованная площадь на рис. 3.10 определяет недоиспользование мощности двигателя машины со ступенчатой КП. Таким образом, увеличение числа передач в КП или применение бесступенчатых трансформаторов вращающего момента, обладающих высокими КПД, обеспечивает улучшение тягово-скоростных свойств автомобилей и других самоходных машин.

Графики тяговых характеристик автомобилей и автопоездов, дающие наглядное представление о тягово-скоростных возможностях конкретных машин, не позволяют сравнивать между собой даже однотипные машины, имеющие разный вес. Из всех составляющих тягового баланса только сопротивление воздушной среды не зависит от веса машины.

*Динамический фактор* — это удельный показатель, который используется для сравнения разных машин:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{P_f + P_i + P_j}{G} = f + i + j \frac{\delta}{g} = \psi + j \frac{\delta}{g}.$$

В случае равномерного движения скорость  $v = \text{const}$ , а  $P_f = 0$ , тогда

$$D = \frac{P_f + P_i}{G} = f + i = \psi.$$

На основании тяговых характеристик, найдя разность  $(P_k - P_w)$  и отнеся ее к весу  $G$  автомобиля (автопоезда), можно построить графики зависимости динамического фактора  $D$  от скорости машины  $v$  для каждой из передач I—IV. Совокупность таких графиков называется *динамической характеристикой автомобиля* (рис. 3.11).

У современных грузовых автомобилей наибольшее значение динамического фактора  $D$  находится в пределах от 0,32...0,45 для I передачи до 0,05...0,07 для прямой передачи.

Динамические характеристики помимо оценки динамических свойств машин служат для определения максимальной величины преодолеваемых подъемов, времени и пути разгона машин и для других целей.

Основные параметры самоходных машин (масса, грузоподъемность, размеры, мощность и т.д.) тесно связаны между собой, испытывают взаимное влияние и зависят от условий эксплуатации. В то же время эти параметры определяют производительность машин, их цену и эксплуатационные затраты, т.е. показатели экономической эффективности техники. Поэтому каждому типу машин в заданных условиях эксплуатации соответствует некоторое оптимальное сочетание основных параметров, обеспечивающее максимальный эффект от использования техники в производстве.

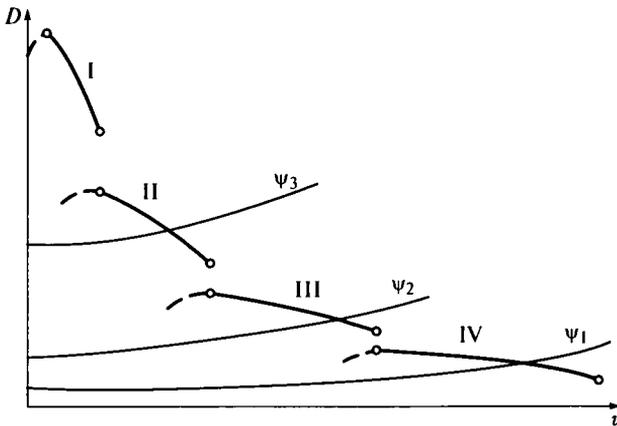


Рис. 3.11. Динамическая характеристика автомобиля:

$D$  — динамический фактор; I—IV — динамический фактор для соответствующих передач;  $v$  — скорость движения;  $\psi_1$ — $\psi_3$  — коэффициенты сопротивления движению соответственно на дорогах 1—3

Решение указанной задачи сводится к тому, что тяговые расчеты выполняются при разных сочетаниях силы тяжести  $G$  и скоростей  $v_{\max}$ . Для каждого варианта тягового расчета определяется экономическая эффективность машины, и оптимальным вариантом считается тот, который обеспечивает наибольший экономический эффект.

### 3.5. Экономичность работы машины

Топливо является важнейшим эксплуатационным материалом, и снижение его потребления является приоритетной задачей государственного значения. Под топливной экономичностью понимаются свойства, проявляемые машиной при выполнении транспортной или технологической работы в определенных условиях с минимально возможным расходом топлива.

Топливная экономичность регламентируется государственными стандартами и отраслевыми нормативами, в которых предусмотрены следующие оценочные показатели: контрольный расход топлива; эксплуатационный расход топлива для различных условий и режимов работы машины; топливные характеристики.

*Контрольный расход топлива* — средний расход топлива, измеряемый в определенных условиях работы машины, нормируемый и являющийся одним из показателей оценки технического уровня машины.

*Средний расход топлива*  $Q_{\text{ср}}$ , л, измеряется или рассчитывается для определенных свойств дороги, скорости, маршрута движения:

$$Q_{\text{ср}} = \sum_1^n \frac{Q_{S_i} S_i}{S},$$

где  $Q_{S_i}$  — расход топлива на  $i$ -м участке пути, л;  $S_i$  — длина  $i$ -го участка пути, км;  $S$  — длина пробега машины, км.

*Основным измерителем топливной экономичности автомобиля служит эксплуатационный расход топлива на 100 км пути или на тонно-километр транспортной работы в литрах, а для тракторов — расход топлива, отнесенный к единице выполненной работы.*

*Расход топлива, л, на 100 км пути пробега автомобиля*

$$Q_S = 100 \frac{Q}{S},$$

где  $Q$  — общий расход топлива, л.

Расход топлива на единицу пробега не учитывает транспортной работы, выполняемой грузовым автомобилем, что может привести к неверным выводам при оценке топливной экономичности. По-

этому наиболее объективным показателем считается *эксплуатационный расход топлива на единицу транспортной работы*, л/(т·км):

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q}{M_{\text{гр}} S_{\text{гр}}},$$

где  $M_{\text{гр}}$  — масса перевезенного груза, т;  $S_{\text{гр}}$  — пробег автомобиля с грузом, км.

Для автомобилей норма расхода топлива может быть увеличена при работе в зимнее время; в местностях, расположенных выше 1 500 м над уровнем моря; на дорогах со сложным планом; в тяжелых дорожных условиях в период распутицы и снежных заносов. При работе автомобиля на дорогах с усовершенствованным покрытием норму расхода топлива снижают.

Нормы расхода смазочных масел определяют в процентах расходуемого топлива, например, для автомобиля с дизелем планируется расход моторного масла 5 % расходуемого топлива.

В качестве оценочных характеристик автомобиля применяются топливно-экономические характеристики установившегося движения, движения на магистральной холмистой дороге и циклического движения. Топливно-экономическая характеристика циклического движения, или магистрально-ездового цикла, отражает реальные режимы движения в городских условиях и движения по магистрали с заданными расстояниями между остановками. В этой характеристике учитывается влияние на расход топлива ряда факторов, включая режим движения, рабочую передачу, разгон машины и др.

Затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления имеют кубическую зависимость от скорости движения машины. При скорости автопоезда свыше 70 км/ч по горизонтальной дороге на аэродинамическое сопротивление расходуется более 50 % энергии, подводимой к движителю. Аэродинамическое сопротивление автопоезда на 80 % складывается из лобового сопротивления автомобиля и прицепа, сопротивления выступающих элементов и сопротивления, связанного с возникновением зон низкого давления за прицепом.

На графиках топливно-экономических характеристик (рис. 3.12, *a*) точки *a* показывают максимальный путевой расход топлива при максимальных скоростях движения автомобиля для разных значений коэффициента сопротивления дороги  $\psi$ . Движение автомобиля на этих скоростных режимах сопровождается максимальным путевым расходом топлива  $Q_s$ , вызванным прежде всего аэродинамическим сопротивлением воздушной среды. Точки *b* характеризуют скоростной режим работы автомобиля при минимальном путевом расходе топлива по дорогам с разным  $\psi$ .

По показателям топливной экономичности машин можно назначать оптимальную рейсовую нагрузку и оценивать энергоем-

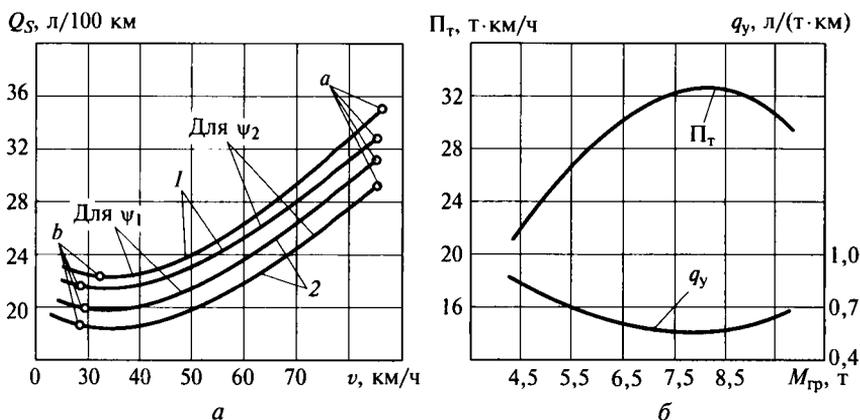


Рис. 3.12. Топливо-экономические характеристики автомобилей:

$a$  — зависимость путевого расхода топлива от скорости: 1 — автомобили с бензиновым двигателем; 2 — автомобили с дизелем;  $Q_s$  — путь расход топлива;  $v$  — скорость движения;  $a, b$  — точки соответственно максимального и минимального путевого расхода топлива;  $b$  — зависимость технологической производительности и удельного технологического расхода топлива от рейсовой нагрузки:  $P_T$  — технологическая производительность;  $M_{гр}$  — масса перевезенного груза;  $q_y$  — удельный технологический расход топлива

кость технологической работы. В качестве измерителя топливной экономичности здесь является *удельный технологический расход топлива*  $q_y$ , л/(т·км), представляющий собой отношение часового расхода топлива  $G_T$ , л/ч, к технологической производительности  $P_T$ , т·км/ч:

$$q_y = \frac{G_T}{M_{гр} v_{ср}} = \frac{G_T}{P_T},$$

где  $M_{гр}$  — масса перевезенного груза, т;  $v_{ср}$  — средняя скорость движения, км/ч.

Исследования показали, что для конкретных условий эксплуатации существует оптимальное значение рейсовой нагрузки, при котором достигается минимальный удельный технологический расход топлива  $q_y$  (рис. 3.12, б) и максимальная технологическая производительность  $P_T$ . Это объясняется тем, что при рейсовых нагрузках меньше оптимальной выполняется незначительная полезная работа, а отношение расхода топлива к этой работе высокое. При больших рейсовых нагрузках увеличивается доля использования по времени низших передач в КП при движении, на которых снижается коэффициент загрузки двигателя по мощности и резко возрастает удельный расход топлива, что приводит к повышению удельного технологического расхода топлива.

## Контрольные вопросы

1. Какие внешние силы действуют на машину в процессе движения?
2. Какие силы сопротивления движению могут изменять свое значение на противоположное?
3. Чем отличается качение по грунту упругого колеса от качения гусеницы?
4. Что определяет коэффициент сопротивления качению?
5. Чем определяется значение силы сопротивления качению?
6. От чего зависит сила сопротивления воздушной среды?
7. Что такое буксование и какова природа этого явления?
8. Назовите параметры, определяющие значение силы сцепления.
9. Каковы способы увеличения сцепления движителей с грунтом?
10. Запишите уравнение тягового баланса, назовите его составляющие и объясните их значение.
11. Какие силы учитываются коэффициентом суммарного сопротивления дороги?
12. На что затрачивается энергия двигателя лесной машины в процессе ее разгона?
13. Запишите уравнение мощностного баланса машины и назовите его составляющие.
14. Что показывают коэффициенты полезного действия трансмиссии и гусеничного движителя?
15. Как определяется потребная для движения мощность двигателя машины?
16. Каков физический смысл мощности, затраченной на буксование?
17. Что влияет на величину передаточного числа главной и конечных передач трансмиссии?
18. От чего зависит число ступеней коробки передач автомобиля?
19. Что показывает тяговая характеристика машины?
20. Что характеризует динамический фактор машины?
21. Каковы показатели топливной экономичности машины?
22. Каково назначение топливно-экономических характеристик?

# ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

### 4.1. Общие сведения

Трансмиссия предназначена для передачи энергии двигателя ведущим колесам автомобиля или трактора, рабочим органам машин и приводам управления, распределения мощности между ними, регулирования скорости движения и развиваемого ими тягового усилия путем изменения частоты вращения и вращающих моментов на ведущих колесах движителей.

Необходимость в изменении по величине (трансформации) вращающего момента вызвана ограниченной мощностью и небольшими коэффициентами приспособляемости автомобильных ДВС (не более 1,2 для дизелей и 1,4 для бензиновых двигателей).

Изменение энергии двигателя в трансмиссиях осуществляется механическими, гидравлическими, электрическими, фрикционными и другими элементами.

В зависимости от используемых элементов изменения энергии различают механические (МТ), гидромеханические (ГМТ), гидрообъемно-механические (ГОМТ), электромеханические (ЭМТ) трансмиссии.

Наиболее широко применяются трансмиссии первых трех типов, а последние три типа трансмиссий являются комбинированными, включающими в себя наряду с гидравлическими или электрическими трансформаторами энергии механические трансформаторы энергии (зубчатые передачи), которые отличаются высокими значениями КПД и позволяют снизить уровень потерь в трансмиссии. Находят применение и гидрообъемные трансмиссии (ГОТ) с высокомоментными гидравлическими двигателями, устанавливаемыми непосредственно в ведущих колесах без механических редукторов.

В *механические трансмиссии* входят сцепление, КП, раздаточная коробка, карданная передача, главная передача, дифференциал у колесных или механизм поворота у гусеничных машин, конечные передачи, а также приводы валов отбора мощности и гидравлических насосов управления рабочим оборудованием.

Коробка передач в механической трансмиссии ступенчатая, что обеспечивает только ступенчатое изменение вращающего момен-

та. Гидромеханические, гидрообъемно-механические, электро-механические трансмиссии относятся к бесступенчатым трансмиссиям, поскольку позволяют изменять вращающий момент плавно.

Число и взаимное расположение агрегатов механической трансмиссии, например для автомобиля, зависят от колесной формулы, а также от расположения двигателя и ведущих колес. Основные компоновочные схемы механических трансмиссий шоссейных автомобилей с колесной формулой 4×2 и разным расположением двигателя приведены на рис. 4.1, а компоновочные схемы механических трансмиссий автомобилей высокой проходимости приведены на рис. 4.2.

Ступенчатые механические трансмиссии обычно проще, легче, дешевле и надежнее бесступенчатых трансмиссий и имеют сравнительно высокий КПД. Одним из их недостатков является разрыв потока мощности при переключении передач, вызываю-

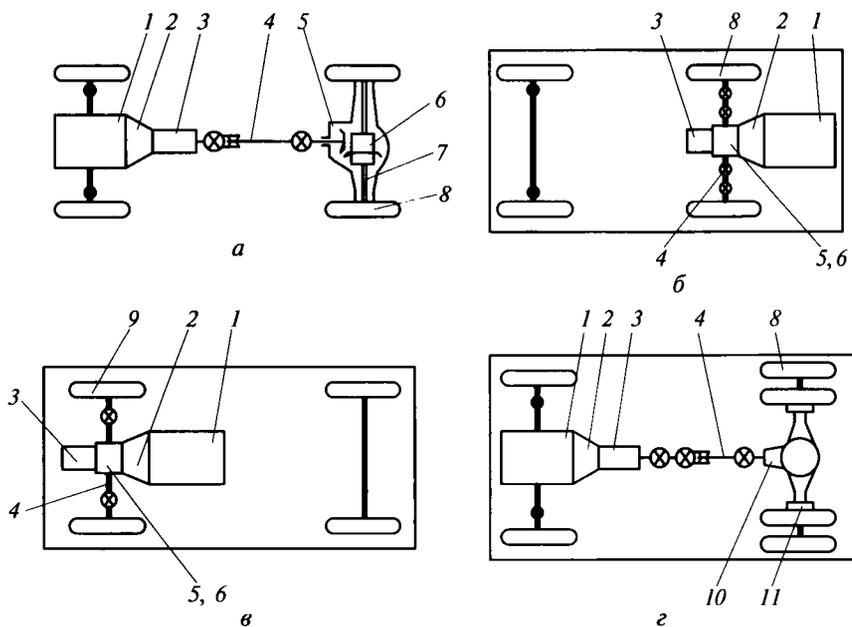


Рис. 4.1. Компоновочные схемы механических трансмиссий шоссейных автомобилей с колесной формулой 4×2 и разным расположением двигателя:

*а, г* — легковой и грузовой заднеприводные с передним расположением двигателя; *б* — легковой заднеприводной с задним расположением двигателя; *в* — легковой переднеприводной с передним расположением двигателя; 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — главная передача; 6 — дифференциал; 7 — полуоси; 8 — ведущие колеса; 9 — ведущие управляемые колеса; 10 — ведущий мост; 11 — планетарный колесный редуктор

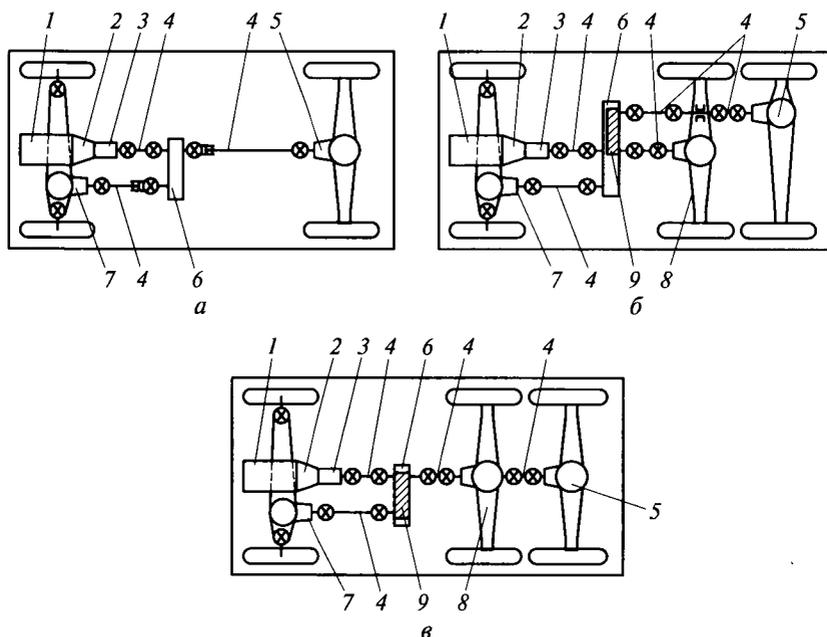


Рис. 4.2. Компоновочные схемы механических трансмиссий автомобилей высокой проходимости с колесной формулой:

*a* — 4×4; *б* — 6×6; *в* — 6×6 и проходной ведущий мост; 1 — двигатель; 2 — сцепление; 3 — коробка передач; 4 — карданная передача; 5 — задний ведущий мост; 6 — раздаточная коробка; 7 — ведущий управляемый мост; 8 — средний ведущий мост; 9 — межосевой дифференциал

ший замедление движения, что снижает интенсивность разгона и ухудшает проходимость автомобиля. Кроме того, выбор передач в зависимости от условий движения и моменты их переключения зависят от квалификации водителя и поэтому не всегда соответствуют наиболее выгодным режимам работы двигателя. Значительное число переключений передач в городских условиях движения вызывает сильное утомление водителя.

*Гидромеханические трансмиссии* состоят из гидродинамического преобразователя энергии (гидротрансформатора или гидромуфты) и ступенчатой механической передачи. Сцепление при этом обычно не используется. Все остальные узлы гидромеханической и механической трансмиссии, как правило, одинаковы.

В *гидрообъемно-механических трансмиссиях* функции преобразователя энергии выполняет гидрообъемная передача, состоящая из гидронасоса и одного или более гидромоторов.

В *электромеханических трансмиссиях* функции преобразователя энергии выполняет электродинамическая передача, содержащая

электрический генератор, приводимый от ДВС, и один или несколько электромоторов.

Гидрообъемно-механические и электромеханические трансмиссии обеспечивают бесступенчатое изменение скорости и тягового усилия трактора, а гидромеханические трансмиссии — ступенчато-непрерывное. Ступенчатое регулирование позволяет повысить технический уровень и показатели эффективности трактора, однако при этом усложняется его конструкция, увеличиваются масса и стоимость.

Схемы гидрообъемно-механических и электромеханических трансмиссий очень разнообразны, а по составу агрегатов значительно отличаются от механических трансмиссий. Наиболее простой является конструктивная схема трансмиссии с мотор-колесами. Мотор-колесо выполняют в виде отдельного узла, содержащего гидро- или электродвигатель, планетарный редуктор и ведущее колесо. Эти узлы позволяют создавать множество разных модификаций тракторов, а также обеспечивать привод опорных колес машин и за счет этого повышать тягово-сцепные показатели качества трактора.

Однако для тракторов с гидрообъемными трансмиссиями преимущества такого компоновочного решения обычно не используют из-за больших потерь при передаче энергии потоками жидкости, прокачиваемой через трубопроводы, связывающие насос с гидромоторами. Поэтому большее распространение получило моноблочное исполнение гидрообъемной передачи, при котором насос и мотор выполняют в едином моноблоке, позволяющем значительно снизить потери и повысить КПД гидрообъемной передачи.

Компоновка трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией в этом случае мало отличается от компоновки трактора с механической трансмиссией: вместо сцепления и КП в нем используется гидрообъемная передача, а все остальные агрегаты трансмиссии сохраняются. Аналогичное решение используют также при применении электропривода в трансмиссии, например, на тракторе ДЭТ-250.

*Основные требования к трансмиссии* определяются ее функциональным назначением и необходимостью достижения высокого технического уровня. Характеристики трансмиссии значительно влияют на показатели эффективности машин.

Трансмиссия должна обеспечивать все заданные эксплуатационные режимы машины согласно его назначению, иметь необходимый диапазон передаточных чисел, обеспечивая безопасные и комфортные условия работы водителя. Она должна быть оснащена системой приводов отбора мощности для внешних потребителей, механизмами отключения двигателя и приводов отбора мощности. Технический уровень трансмиссии определяется прежде всего ее КПД, удельной материалоемкостью и надежностью.

Тип трансмиссии зависит от назначения машины, ее класса, мощности двигателя, конъюнктуры рынка, научных и инженерных разработок и других факторов.

## 4.2. Сцепления

Сцепления предназначены для передачи вращающего момента от двигателя на ведомый вал трансмиссии.

Сцепление должно обеспечивать:

- надежную передачу вращающего момента двигателя на ведущий вал трансмиссии при всех условиях эксплуатации;
- «чистоту» выключения, т. е. быстрое и полное разобщение валов двигателя и трансмиссии;
- плавное включение, т. е. постепенное нарастание момента на валу трансмиссии;
- хороший теплоотвод от трущихся деталей;
- надежное предохранение деталей трансмиссии от перегрузок;
- малый момент инерции ведомых деталей.

В зависимости от способа передачи вращающего момента двигателя к трансмиссии сцепления подразделяются:

- на гидравлические — для передачи используется энергия потока жидкости;
- электромагнитные — передача как результат взаимодействия электромагнитных полей;
- фрикционные — передача силами трения между деталями.

*Фрикционные сцепления* получили наибольшее распространение на современных автомобилях и тракторах. По ряду признаков эти сцепления делятся на группы, в частности:

*по форме поверхностей трения* — дисковые (с одним, двумя и многими дисками), конусные и колодочные;

*конструкции нажимного механизма* — постоянно и непостоянно замкнутые;

*материалу* — с накладками из волокнистых материалов, из порошковых материалов, металлокерамики (для сцеплений, передающих значительный вращающий момент при больших угловых скоростях);

*роду трения* — с сухим трением и работающие в масле;

*типу привода* — с механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим приводом и комбинированным;

*способу управления* — с механическим, командным и автоматическим.

На автомобилях и тракторах фрикционные муфты широко используются в разных механизмах, они устанавливаются между двигателем и КП, в механизмах поворота, КП, приводах к ВОМ и др.

Выбор сцепления того или иного типа определяется функциями, которые оно должно выполнять, конструкцией механизма, в котором оно монтируется, типом и назначением машины и, главным образом, условиями его эксплуатации. Любое сцепление может работать надежно длительное время, если правильно учтены условия эксплуатации, определен расчетный режим работы и подобраны соответствующие материалы. Важным фактором, определяющим надежность сцепления, является хороший отвод теплоты от ее трущихся поверхностей и надежное предохранение деталей от попадания абразивных материалов.

Однودисковые фрикционные сцепления отличаются высокой «чистотой» выключения по сравнению со всеми другими типами, так как необходимый для выключения однودисковых сцеплений зазор между трущимися поверхностями невелик, и его легко обеспечить.

Величина силы и работа, которую необходимо затратить на управление сцеплением, определяются конструкцией привода управления. Небольшой момент инерции ведомых деталей сцепления способствует безударному включению шестерен в КП. Этому требованию более всего отвечают однودисковые постоянно замкнутые сцепления. Однако из-за невозможности передавать большие вращающие моменты однودисковые сцепления применяются преимущественно на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

*Постоянно замкнутые двухдисковые сцепления* широко применяются на большегрузных автомобилях и тракторах.

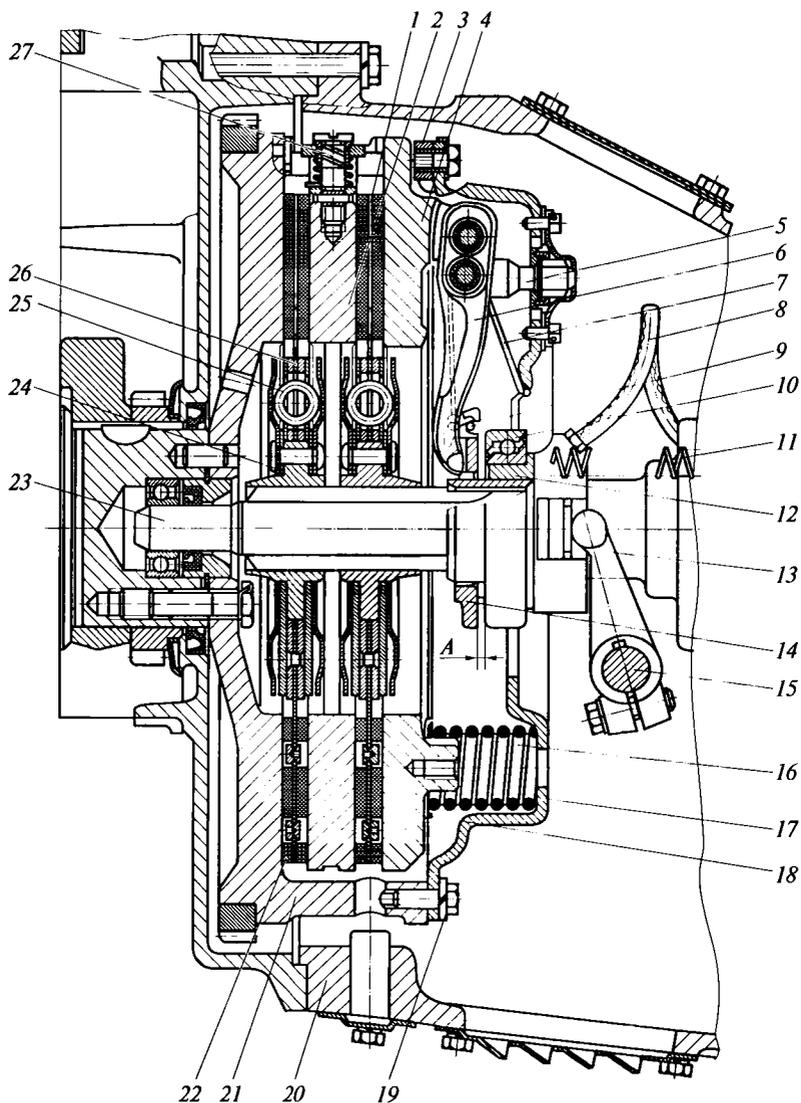
В качестве примера рассмотрим устройство сухого фрикционного двухдискового сцепления постоянно замкнутого типа автомобилей КамАЗ. Сцепление устанавливается на маховике. К ведущей части сцепления относится маховик 21 (рис. 4.3), картер 20 сцепления и соединенные с ними средний ведущий диск 2 и нажимной диск 4. Ведомая часть состоит из двух ведомых дисков 1 и

Рис. 4.3. Сцепление автомобилей КамАЗ:

1 — ведомый диск; 2 — средний ведущий диск; 3 — установочная втулка; 4 — нажимной диск; 5 — стойка оттяжного рычага; 6 — оттяжной рычаг выключения; 7 — пружина упорного кольца; 8 — шланг смазки муфты; 9 — петля пружины; 10 — выжимной подшипник; 11 — оттяжная пружина; 12 — муфта выключения сцепления; 13 — вилка выключения сцепления; 14 — упорное кольцо; 15 — вал вилки; 16 — нажимная пружина; 17 — кожух сцепления; 18 — теплоизолирующая шайба; 19 — болт крепления кожуха; 20 — картер сцепления; 21 — маховик; 22 — фрикционная накладка; 23 — ведомый вал коробки передач; 24 — диск гасителя крутильных колебаний; 25 — тангенциальная пружина гасителя крутильных колебаний; 26 — кольцо ведомого диска; 27 — механизм автоматической регулировки положения среднего ведущего диска; А — зазор между упорным кольцом оттяжных рычагов и подшипником муфты выключения сцепления

ведомого вала 23 КП. Ведомые и нажимные диски прижимаются к маховику нажимными пружинами 16, упирающимися в кожух 17 сцепления. Пружины в количестве 12 штук создают нажимное усилие 10... 13 кН. При отпущенной педали сцепления пружины прижимают поверхности трения одну к другой, поэтому сцепление называется постоянно замкнутым.

Диски разъединяются механизмом управления с приводом от педали. В него входят привод управления, муфта 12 выключения сцепления с выжимным подшипником 10, оттяжные рычаги 6



выключения, закрепленные шарнирно на стойках 5 и соединенные с нажимным диском 4. При нажатии на педаль муфта выключения сцепления поворачивает оттяжные рычаги, и нажимной диск отводится от ведомого диска, преодолевая силу нажимных пружин. Сцепление выключено.

Чистота выключения сцепления достигается отводом нажимного диска от ведомого настолько, чтобы зазоры между дисками были в пределах 0,5...0,7 мм. Для этого педаль сцепления должна иметь достаточный рабочий ход. Кроме того, чистота выключения зависит от положения оттяжных рычагов 6 выключения, которые должны быть расположены так, чтобы зазоры *A* между ними и подшипником муфты 12 выключения сцепления были одинаковыми. В противном случае сцепление выключается не полностью из-за перекоса нажимного диска. Величину зазора *A* между оттяжными рычагами и подшипником муфты выключения проверяют по свободному ходу педали сцепления.

По мере изнашивания фрикционных накладок рычаги выключения поворачиваются и зазор *A* уменьшается. Как только зазор и свободный ход педали станут равными нулю, включенное сцепление начнет проскальзывать (пробуксовывать), так как силу нажимных пружин в этом случае воспринимает не нажимной диск, а подшипник муфты выключения. Это приводит также к быстрому изнашиванию выжимного подшипника.

Свободный ход педали сцепления обычно регулируют, изменяя длину тяги его привода. Если предусмотрено восстановление силы нажимных пружин при изнашивании фрикционных накладок, то для создания достаточного рабочего хода педали сначала восстанавливают силу пружин, а затем регулируют свободный ход. Среди фрикционных сцеплений более редко требуют регулировок постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые сцепления с компенсационными пружинами.

Пробуксовка сцепления при его включении является естественным процессом, обеспечивающим плавность включения и работы. Сцепление, пробуксовывая, ограничивает динамические нагрузки в трансмиссии, возникающие в результате резкого включения сцепления и неравномерной работы двигателя, значительного замедления автомобиля при интенсивном торможении с невыключенным сцеплением или наезде колес на неровность дороги.

Однако пробуксовка сопровождается выделением теплоты, вследствие чего повышается температура трущихся деталей сцепления. Поэтому необходим принудительный отвод теплоты, выделяемой во время пробуксовки. Если отвод теплоты недостаточен, из-за повышения температуры фрикционных накладок уменьшается коэффициент трения.

Для предотвращения чрезмерного нагревания трущихся деталей в картере сцепления предусмотрены закрытые сетками или

крышками вентиляционные отверстия, способствующие циркуляции воздуха в нем и охлаждению сцепления. Нажимной диск изготавливают в виде массивного кольца, обеспечивающего лучший отвод теплоты от ведомого диска. В фрикционных накладках делают радиальные канавки, через которые проходит воздух, охлаждающий трущиеся поверхности. Канавки служат также для удаления продуктов изнашивания под действием центробежных сил.

Неравномерность работы двигателя (изменение его вращающего момента) может значительно повысить нагрузки в трансмиссии в результате возникновения крутильных колебаний, особенно опасных при резонансе, когда частота собственных угловых колебаний трансмиссии совпадает с частотой колебаний передаваемого момента. Упругие угловые колебания в трансмиссии сопровождаются шумом при работе шестерен, а иногда и поломкой деталей, если амплитуды колебаний возрастают до недопустимо большой величины.

Предотвратить резонансные крутильные колебания в трансмиссии можно с помощью разного типа гасителей крутильных колебаний. Чаще всего применяются пружинные гасители без фрикционного элемента или с фрикционным элементом. Более эффективным является пружинный гаситель с фрикционным элементом, т. е. гаситель фрикционного типа, уменьшающий амплитуды вынужденных угловых колебаний и преобразующий поглощаемую им энергию колебаний в теплоту.

Упругим элементом гасителя крутильных колебаний (см. рис. 4.3) являются тангенциальные пружины 25. Гашение крутильных колебаний осуществляется за счет трения дисков 24 относительно колец 26 ведомых дисков.

Для выключения сцепления необходимо затрачивать большие физические усилия, однако усилие на педали управления сцепления не должно превышать 200...250 Н. При повышении КПД привода в большой мере облегчается управление сцеплением. С этой целью в механическом приводе стремятся по возможности заменить трение скольжения трением качения.

Обычно передаточное число привода сцепления  $u_n = 25 \dots 50$ , так как его величина определяется, с одной стороны, вполне конкретным для сцепления данного типа перемещением нажимного диска, а с другой, рабочим ходом педали сцепления, который находится в довольно узких пределах (70...150 мм). Поэтому увеличить передаточное число  $u_n$  и тем самым облегчить управление сцеплением практически невозможно.

Для снижения усилия на педали управления сцеплением в конструкции привода применяют механический (пружинный), гидравлический, пневматический или вакуумный усилитель.

Например, гусеничные тракторы ТТ-5 и ТЛТ-100 оснащены гидроусилителями в приводе сцепления. На колесных тракторах и

автомобилях МАЗ механическая система привода оснащена пневмоусилителем со следящим устройством.

У автомобилей КамАЗ (рис. 4.4) применяется гидропривод с пневмоусилителем управления сцеплением. Привод оснащен следящим устройством.

При нажатии на педаль 1 сцепления усилие от ноги водителя передается через рычаг и шток к главному цилиндру 2, откуда жидкость под давлением начинает поступать в корпус следящего устройства 4 пневмоусилителя, которое обеспечивает пропуск сжатого воздуха в цилиндр 3 пневмоусилителя.

Одновременно от главного цилиндра жидкость под давлением поступает в рабочий гидроцилиндр 6 усилителя. Суммарное уси-

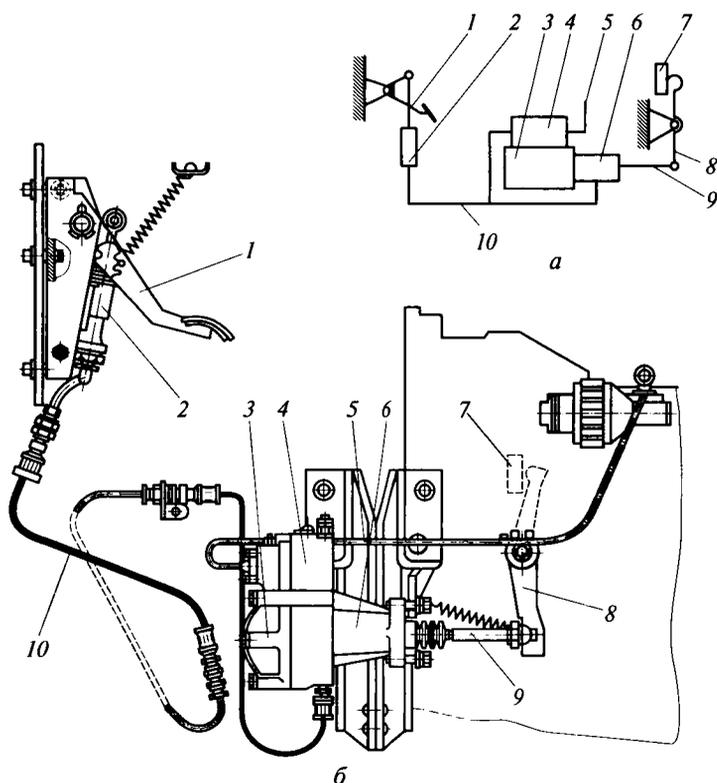


Рис. 4.4. Гидропривод с пневмоусилителем управления сцеплением автомобилей КамАЗ:

*a* — принципиальная схема привода; *б* — конструкция привода; 1 — педаль сцепления; 2 — главный цилиндр; 3 — цилиндр пневмоусилителя; 4 — следящее устройство пневмоусилителя; 5 — воздухопровод; 6 — рабочий гидроцилиндр; 7 — муфта выключения с подшипником; 8 — рычаг; 9 — шток; 10 — трубопроводы и шланги гидропривода

лие, определяемое давлением воздуха в цилиндре пневмоусилителя и давлением жидкости в рабочем цилиндре, передается на шток 9 и далее через рычаг 8 на вилку выключения сцепления.

Следящее устройство обеспечивает автоматическое изменение давления на пневматическом поршне пневмоусилителя в зависимости от усилия нажатия на педаль сцепления.

В *непостоянно замкнутых сцеплениях* в качестве механизмов управления в основном используются системы ручных рычагов.

Непостоянно замкнутые сцепления, имеющие ручное управление, облегчают маневрирование машиной при движении задним ходом и при движении по тесным и узким коридорам. К достоинствам постоянно замкнутого сцепления относится то, что его можно оставить выключенным без приложения внешней силы к рычагам управления.

Перечисленные ранее качества постоянно замкнутых сцеплений делают целесообразным их применение на гусеничных тракторах, работающих с прицепными машинами, на строительных, дорожно-строительных машинах. Также их применяют на специальных колесных тракторах, для которых необходима высокая маневренность.

### 4.3. Коробки передач

Коробка передач является агрегатом трансмиссий автомобилей и тракторов и служит для изменения передаваемого вращающего момента и частоты вращения в заданном диапазоне реверсирования выходного вала и длительного отсоединения двигателя от ведущих колес.

В зависимости от принципа действия различают КП механические (ступенчатые и бесступенчатые), гидромеханические и гидродинамические.

Главными требованиями, предъявляемыми к ступенчатым КП, являются:

- обеспечение наилучших тяговых и топливно-экономических свойств автомобиля;
- высокий КПД;
- легкость управления;
- безударное переключение передач и бесшумность работы;
- невозможность включения одновременно двух передач;
- надежное удержание передач во включенном и нейтральном положениях;
- малые габаритные размеры и масса;
- надежность конструкции, удобство обслуживания и ремонта.

В основе *классификации ступенчатых КП* лежат такие их характерные признаки, как:

- подвижность валов и осей — КП с неподвижными в пространстве валами и планетарные (с перемещающимися в пространстве осями шестерен-сателлитов);

- число валов — двух-, трех- и многовальные КП;

- число ступеней для движения вперед — трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатые КП;

- способ зацепления шестерен — КП с передвигающимися шестернями и с шестернями постоянного зацепления;

- взаимное расположение ведущего и ведомого валов — соосные и несоосные КП;

- способ управления — неавтоматические, полуавтоматические и автоматические КП.

В настоящее время наибольшее распространение получили четырех-, пятиступенчатые КП с неподвижными в пространстве валами. Чтобы получить нужную передачу, в такой КП достаточно включить один элемент управления. Изменение величины вращающего момента и частоты вращения выходного вала КП осуществляется соответствующей парой шестерен, устанавливающей определенное значение передаточного числа трансмиссии.

Изменение направления вращения (реверсирование) выходного вала КП выполняется при помощи дополнительной шестерни, которая изменяет направление вращения ведомого вала. Длительное отсоединение двигателя от ведущих колес получается при нейтральном положении механизмов переключения передач в КП, когда пары шестерен не соединены и отсутствует передача вращающего момента от ведущего вала к ведомому.

Для получения большого числа ступеней применяют составные и многовальные КП, которые называются многоступенчатыми. Эти КП с числом ступеней 6—15 устанавливают на грузовые автомобили-тягачи большой грузоподъемности и высокой проходимости.

Трехвальные КП, имеющие прямую передачу, являются соосными, а двухвальные КП — несоосными. Большинство механических КП выполнены таким образом, что каждая работающая зубчатая пара передает весь вращающий момент, подводимый от двигателя.

Рассмотрим кинематические схемы некоторых КП. Наиболее простая схема двухвальной тракторной КП (рис. 4.5, а) выполнена по несоосной схеме и получила наибольшее распространение на тракторах. Передача подводимой мощности в такой КП осуществляется одной из пар шестерен переднего хода. Включение передачи осуществляется при передвижении блока прямозубых шестерен вдоль ведущего вала 1 до зацепления с шестерней ведомого вала 2. Существенной особенностью двухвальной КП является отсутствие в ней прямой передачи.

В трехвальной автомобильной КП (рис. 4.5, б) силовой поток проходит последовательно через два зубчатых зацепления, что

позволяет реализовать передаточные числа до  $i_k = 7-9$ . Такая КП объединяет три основных вала: ведущий (первичный) 2, ведомый (вторичный) 4 и промежуточный 1. Первичный и вторичный валы соосны.

Шестерня первичного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней промежуточного вала. Таким образом, промежуточный вал вращается постоянно. На вторичном валу на подшипниках установлены шестерни, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. С помощью синхронизаторов 3 и зубчатых муфт в работу включается та или иная пара шестерен.

Прямую передачу получают включением зубчатой муфты передачи V посредством перемещения влево кольца синхронизатора. Мощность от двигателя напрямую передается на ведомый (вторичный) вал КП, таким образом реализуется для КП режим наибольшего КПД. Изменение направления вращения ведомого вала КП выполняется при помощи блока 5 шестерен заднего хода.

Данная схема КП сложнее используемой на тракторах, однако она получила повсеместное распространение на автомобилях. Это объясняется тем, что большинство автомобилей основное время движения работают в определенном режиме скорости и нагрузки, т.е. на какой-то одной, чаще на прямой, передаче, остальные же передачи работают в основном при разгоне и повышенных сопротивлениях движению.

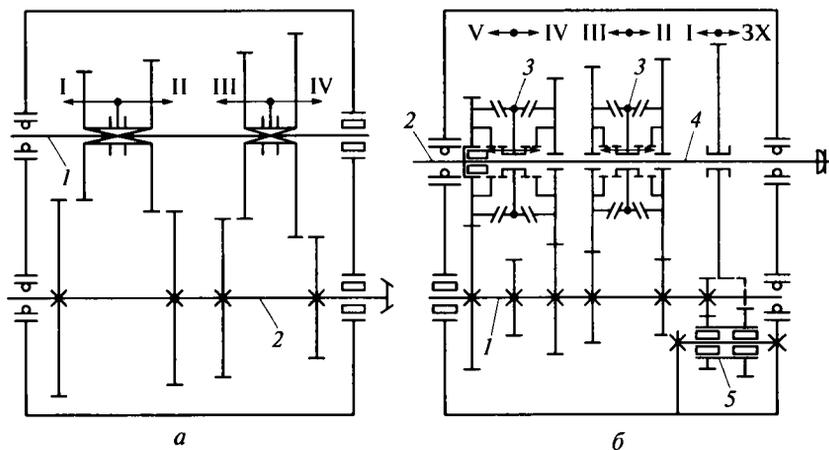


Рис. 4.5. Кинематические схемы коробок передач:

*a* — двухвальная тракторная: 1 — вал ведущий; 2 — вал ведомый; *b* — трехвальная автомобильная: 1 — вал промежуточный; 2 — вал ведущий (первичный); 3 — синхронизаторы; 4 — вал ведомый (вторичный); 5 — блок шестерен заднего хода; I—V — передачи; 3X — задний ход;  $\longleftrightarrow$  — направление перемещения шестерни или муфты синхронизатора при включении передачи

Тракторы, эксплуатируемые, как правило, во внедорожных условиях, работают в основном на ряде промежуточных передач, которые тракторист выбирает в зависимости от конкретных условий движения, поэтому прямая передача не имеет для них такого значения, как для автомобилей.

Как было указано ранее, автомобили повышенной грузоподъемности и проходимости, а также тракторы, которым приходится работать в тяжелых дорожных условиях, должны иметь расширенный диапазон передаточных чисел КП.

*Многоступенчатые составные автотракторные КП* образуются присоединением к базовой КП дополнительного редуктора. В основном это двухступенчатые редукторы с прямой и замедляющей передачами, обеспечивающие удвоение числа ступеней КП. Чтобы получить требуемую ступень КП, нужно включить два элемента управления: один — в базовой КП, другой — в дополнительном редукторе.

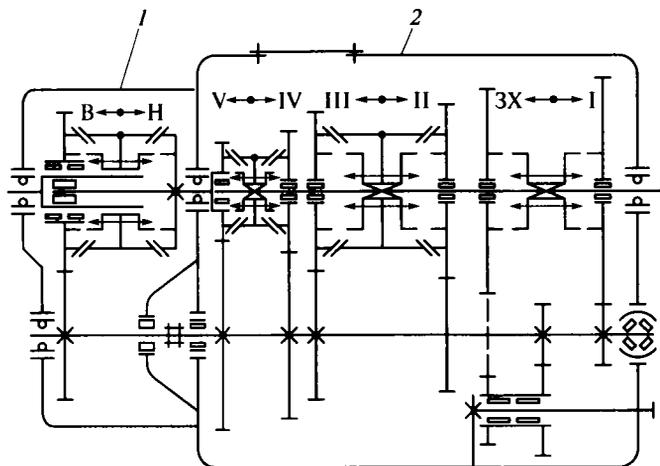
Возможно переднее и заднее расположение дополнительного редуктора. При заднем расположении увеличение общего передаточного числа не приводит к росту нагруженности деталей базовой КП. Широкое применение на автомобилях высокой грузоподъемности (автопоездах) получили *КП с делителями*. Делитель представляет собой дополнительный редуктор, который увеличивает число передач вдвое и практически не расширяет диапазон передаточных чисел КП, а уплотняет ряд передач внутри этого диапазона. Базовые КП в этом случае могут выполняться с расширенным диапазоном передаточных чисел, что позволяет использовать их без делителя на моделях автомобилей, предназначенных для работы без трейлеров и прицепов. Разбивка ряда передаточных чисел базовой КП может при этом не соответствовать закону геометрической прогрессии (см. подразд. 3.4).

Из кинематической схемы составной автомобильной КП с делителем видно, что делитель имеет прямую высокую В (рис. 4.6, а) и низкую Н передачи. Такой редуктор не снижает общий КПД трансмиссии, так как число зубчатых пар, передающих вращающий момент, то же, что у базовой КП. На рис. 4.6, б приведена схема составной тракторной восьмискоростной КП трактора Т-4А. Такая КП обеспечивает восемь передач вперед и четыре назад, в том числе трехвальный редуктор имеет прямую и пониженную передачи (см. передачи *1Р* и *2Р* на рис. 4.6, б), а также задний ход (*ЗХ*), а базовая двухвальная КП имеет четыре передачи.

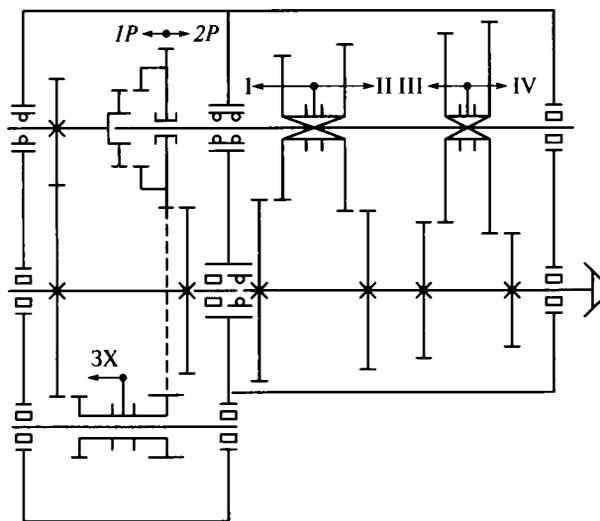
Рассмотрим более подробно устройство и работу КП автомобиля КамАЗ-5320. На нем установлена механическая десятиступенчатая КП (рис. 4.7), которая объединяет трехвальную трехходовую пятиступенчатую базовую КП и передний двухвальный редуктор-делитель. Такая коробка устанавливается на всех модификациях автомобилей КамАЗ, предназначенных для постоянной ра-

боты в составе автопоезда. На модификациях для работы без прицепа может быть установлена только пятиступенчатая КП.

В редукторной части КП применены косозубые шестерни постоянного зацепления (кроме I передачи и передачи 3X). Кар-



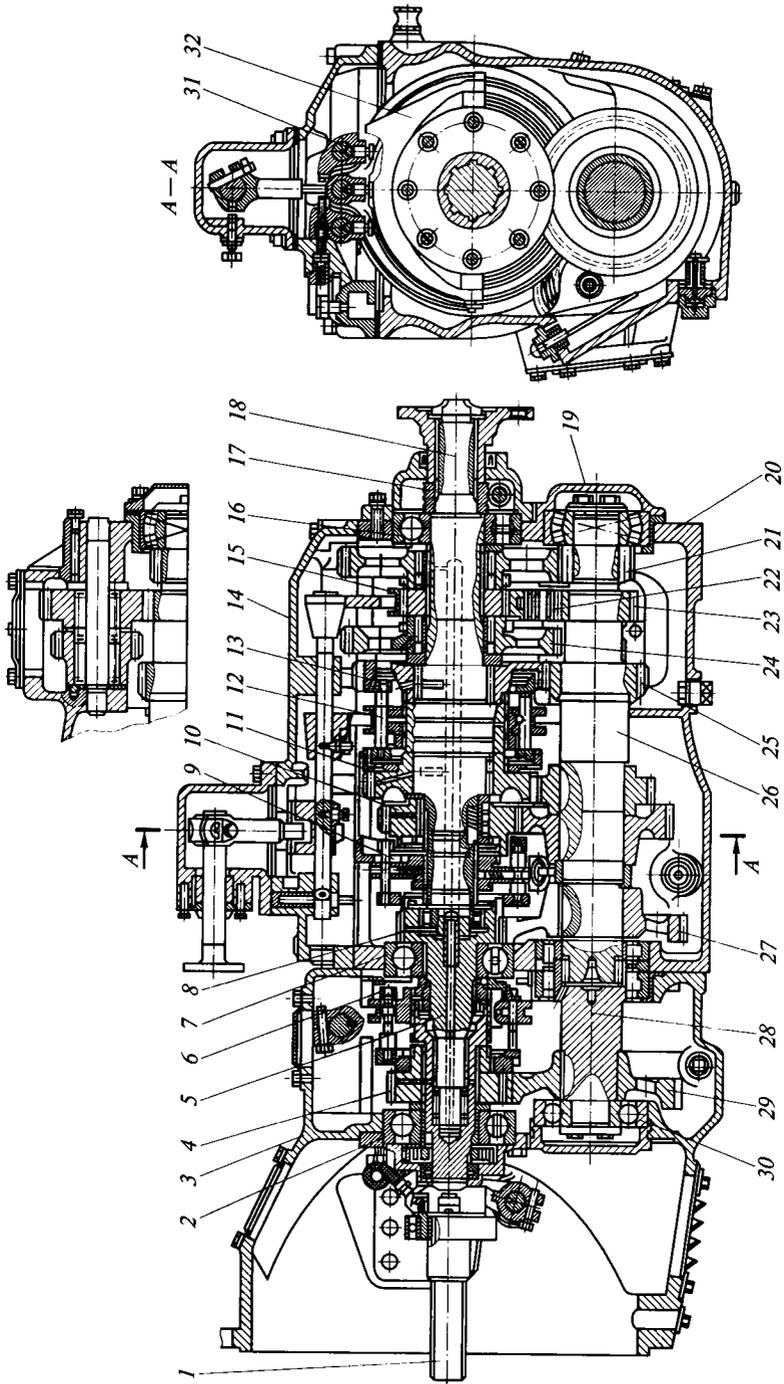
*a*



*б*

Рис. 4.6. Кинематические схемы составных коробок передач:

*a* — автомобильная с делителем; *б* — тракторная восьмиступенчатая; 1 — делитель; 2 — пятикоростная КП; I—V — передачи; В — ряд высоких передач; Н — ряд низких передач; 3X — задний ход; IP — прямая передача; 2P — замедляющая передача;  $\longleftrightarrow$  — направление перемещения шестерни или муфты синхронизатора при включении передачи



тер 20 базовой КП крепится к картеру 3 делителя передач, являющемуся общим для сцепления и редуктора-делителя передач. В составном картере КП на подшипниках установлены первичный 1, вторичный 18 и промежуточный 26 валы. Первичный вал делителя передач и вторичный вал фиксируются от смещения в осевом направлении при помощи шарикоподшипников 2, 7 и 16, а промежуточный вал — при помощи двойного сферического роликоподшипника 19. Блок 22 шестерен ЗХ установлен на оси на двух роликоподшипниках. Шестерня 8 первичного вала КП выполнена как одно целое с валом. На промежуточном валу шестерни 23, 21 и 25 — соответственно ЗХ, I и II передач выполнены как одно целое с валом, а остальные укреплены на валу при помощи шпонок и распорного кольца. Большая шестерня 27 привода промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней первичного вала, образуя первую ступень понижения передач базовой КП.

Все шестерни вторичного вала установлены на специальных роликовых подшипниках. Между шестерней первичного вала и шестерней 10 IV передачи вторичного вала установлен инерционный синхронизатор 9 включения IV и V передач, а между шестернями 11 и 13 III и II передач вторичного вала установлен инерционный синхронизатор 12 включения этих передач. Включение I передачи и ЗХ осуществляется зубчатой муфтой 15.

Делитель передач состоит из первичного 1 и промежуточного 28 валов, установленных на них шестерен 4 и 29 и инерционного синхронизатора 6 делителя передач, размещенных в картере 3 делителя, выполненном как одно целое с картером сцепления. Валы первичный 1 и промежуточный 28 делителя передач фиксируются от смещения в осевом направлении шарикоподшипниками 2 и 30, установленными в перегородке картера. Шестерня 4 первич-



Рис. 4.7. Устройство коробки передач автомобиля КамАЗ-5320:

1 — первичный вал делителя передач; 2, 7, 16, 30 — шарикоподшипники; 3 — картер делителя передач; 4 — шестерня первичного вала делителя; 5 — первичный вал КП; 6 — инерционный синхронизатор делителя передач; 8 — шестерня первичного вала КП; 9 — инерционный синхронизатор включения IV и V передач; 10 — шестерня IV передачи вторичного вала; 11 — шестерня III передачи вторичного вала; 12 — инерционный синхронизатор включения II и III передач; 13 — шестерня II передачи вторичного вала; 14 — крышка картера КП; 15 — зубчатая муфта включения I передачи и ЗХ; 17 — привод к спидометру; 18 — вторичный вал; 19 — сферический роликоподшипник; 20 — картер базовой КП; 21, 25 — шестерни I и II передач промежуточного вала; 22 — блок шестерен ЗХ; 23, 24 — шестерни ЗХ промежуточного и вторичного валов; 26 — промежуточный вал; 27 — шестерня привода промежуточного вала; 28 — промежуточный вал делителя передач; 29 — шестерня промежуточного вала делителя передач; 31 — переключающий валик; 32 — вилка переключения

ного вала делителя установлена на роликоподшипниках, а шестерня 29 промежуточного вала жестко соединена с валом при помощи шпонки. Переключение прямой и пониженной передач в делителе осуществляется инерционным синхронизатором 6.

Смазывание деталей коробки осуществляется в основном разбрызгиванием, однако для роликоподшипников шестерен вторичного вала используется циркуляционное смазывание под давлением. На первичном валу делителя установлено маслonaгнетающее кольцо для принудительной подачи смазки в осевой канал, по которому она подается через радиальные сверления к подшипникам шестерен.

В полости картера коробки обеспечивается поддержание нормального давления при помощи сапуна или отводящей трубки, которая устанавливается на герметизированных коробках. Выходной конец отводящей трубки располагается выше максимальной глубины брода, преодолеваемого автомобилем. В картере коробки имеются два люка для установки коробок отбора мощности.

Привод 17 к спидометру смонтирован в крышке подшипника выходного конца вторичного вала 18. В зависимости от передаточного числа применяемой на автомобиле главной передачи и размеров шин для обеспечения правильности показания спидометра предусмотрены сменные цилиндрические шестерни.

Механизм переключения передач в КП состоит из инерционных синхронизаторов 6, 9, 12, зубчатой муфты 15 включения, I передачи и ЗХ, переключающих валиков 31 с вилками 32 переключения, сухарей, фиксирующих шариков и устройства для предохранения от случайного включения ЗХ. Конструкция и работа синхронизаторов аналогична синхронизатору, позволяющему включать передачу только после выравнивания частоты вращения соединяемых частей муфты.

Кроме рассмотренных КП на ряде машин для передачи большой мощности устанавливают двухпоточные КП, в конструкции которых имеются планетарные редукторы для суммирования моментов обоих потоков. На некоторых гусеничных машинах (ОрТЗ-150Г, Т-150) устанавливаются двухпоточные КП, имеющие два ведомых (выходных) вала. С этих валов вращающий момент подводится непосредственно к левой и правой гусеницам. Такие КП могут одновременно выполнять функции механизмов поворота.

В конструкциях КП отечественных гусеничных тракторов до настоящего времени сохранился способ переключения передач прямозубыми передвигающими шестернями. При этом способе переключение передач возможно только при остановке трактора. Это вызывает потери скорости движения. Последующее трогание с места сопровождается повышенным расходом топлива, что снижает эффективность использования тракторов, а также ухудшает проходимость машины.

В автомобильных КП зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Исключение составляют только шестерни I передачи и передачи ЗХ. На машинах, часто работающих на I передаче и передаче ЗХ, устанавливаются КП с постоянным зацеплением всех зубчатых колес. При постоянном зацеплении можно применять косозубые или шевронные шестерни, что в сравнении с прямозубыми шестернями снижает шум и увеличивает срок службы КП. Процесс переключения передач в автомобильных КП выполняется с помощью синхронизаторов.

Смазывание деталей КП осуществляется в основном разбрызгиванием. Однако в КП большегрузных автомобилей подшипники шестерен вторичного вала в ряде случаев смазываются принудительно, для чего в этих КП установлены шестеренные масляные насосы, которые через специальные каналы в корпусах и валах подают масло к подшипникам.

Легкость управления КП зависит от ее конструктивной схемы, способа переключения передач и типа привода переключения. Передачи можно переключать с помощью передвигающихся шестерен, зубчатых муфт, муфт синхронизаторов, фрикционных или электромагнитных устройств.

Наиболее просты и компактны КП с переключающими передвигающимися шестернями. Однако такие шестерни не могут обеспечить безударного переключения передач, поэтому приходится применять специальные способы переключения, притормаживая или ускоряя ведомые части сцепления двигателем. Долговечность КП при этом оказывается недостаточной.

Зубчатые муфты несколько повышают долговечность КП, так как удары при переключении воспринимают сразу все зубья или кулачки муфты включения, предотвращая тем самым сколы и смятие торцов зубьев шестерен, что и является основной причиной выхода из строя КП с передвигающимися шестернями. Вместе с тем и в этом случае удары полностью не исключены.

Для безударного переключения передач устанавливают синхронизаторы, которые, однако, при этом усложняют конструкцию КП. Поэтому наибольшее распространение получили КП, в которых высшие передачи переключают синхронизаторами, а низшие — зубчатыми муфтами или передвигающимися шестернями.

*Устройство механизмов для переключения передач* зависит от конструкции и типа КП. Передвижные шестерни и зубчатые муфты перемещаются механизмом управления. На автомобилях и тракторах рычаг управления устанавливают обычно в шаровой опоре крышки КП. Нижний конец рычага входит в прорезь муфты одного из переключающих валиков 1 (рис. 4.8). Наклоняя рычаг вперед или назад, перемещают в противоположную сторону переключающий валик, который увлекает за собой закрепленную на нем вилку 7 (рис. 4.9). Вилка передвигает шестерни или зубча-

тые муфты по валу в требуемом направлении до включения передачи.

Включенную шестерню или муфту необходимо зафиксировать в заданном положении, так как под воздействием больших нагрузок валы, на которых сидят шестерни, прогибаются, возникающие осевые силы стремятся сдвинуть подвижную деталь по шлицам и вывести ее из зацепления. Для того, чтобы этого не случилось и передачу не выбивало, должна быть предусмотрена надежная фиксация подвижных деталей в заданном положении. Кроме того, механизм управления должен исключать возможность одновременного включения двух передач. Это может произойти, если нижняя головка рычага управления потянет сразу два переключающих валика.

Для выполнения этих требований предназначены фиксаторы и замки КП, показанные на рис. 4.8. На переключающих валиках 1 сделаны углубления 7 по числу необходимых позиций. Положение валика в нужном положении фиксируется шариком 2. Усилия пружины 3 подбираются такими, чтобы исключить самопроизвольное выключение передачи.

В показанном устройстве замка кроме углублений для фиксаторов переключающие валики имеют еще боковые углубления. Сухари 6, помещенные в сверлениях крышки между валиками, могут входить сферическими концами в углубления валиков. Средний валик имеет канал, в нем свободно помещен цилиндрический штифт 4, перемещение которого ограничено прорезью и вер-

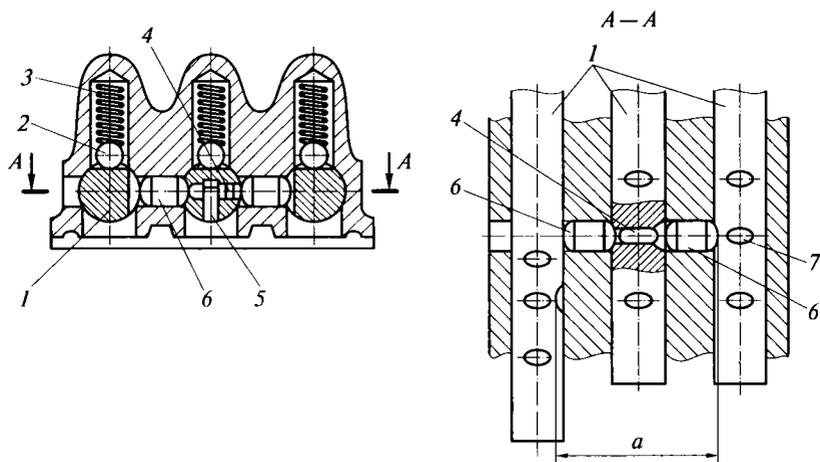


Рис. 4.8. Фиксаторы и замки коробки передач:

1 — переключающий валик; 2 — фиксирующий шарик; 3 — пружины; 4 — цилиндрический штифт замка КП; 5 — вертикальный штифт; 6 — сухарь замка КП; 7 — углубления;  $a$  — расстояние между углублениями крайних валиков

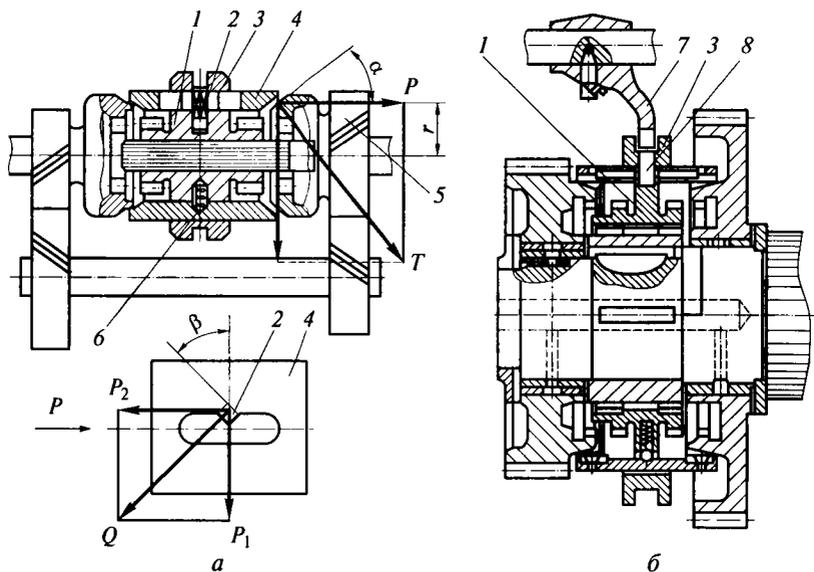


Рис. 4.9. Устройство и работа синхронизатора:

*a* — схема инерционного синхронизатора; *б* — конструкция синхронизатора; 1 — муфта; 2 — штифт; 3 — кольцо; 4 — обойма; 5 — шестерня; 6 — стопор; 7 — вилка; 8 — шпонка; *P* — осевая сила на обойме; *T* — нормальная сила на обойме; *r* — средний радиус конической поверхности обоймы; *P*<sub>1</sub> — окружная сила на штифте; *P*<sub>2</sub> — осевая сила на штифте; *Q* — суммарная сила на штифте;  $\alpha$  — угол конических поверхностей;  $\beta$  — угол запирающих поверхностей паза обоймы

тикальным штифтом 5. При нейтральном положении КП оси сухарей 6, цилиндрического штифта 4 и боковых углублений валиков совпадают. Суммарная длина сухарей и штифта меньше расстояния между углублениями крайних валиков *a* примерно на величину одного углубления. Это дает возможность начать перемещение любого из валиков.

Например, водитель начал передвигать левый валик, в углубление которого сухарь входил своей сферой. Усилие, приложенное по оси валика, приведет к тому, что левый сухарь выйдет из углубления левого валика и оба сухаря со штифтом между ними переместятся в крайнее правое положение. Два валика, средний и правый, оказываются запертыми, переместить их невозможно до тех пор, пока левый валик не будет возвращен в нейтральное положение. Следовательно, включение новой передачи невозможно, пока не выключена предыдущая.

*Синхронизаторы* применяются на автомобильных КП для безударного переключения передач зубчатыми муфтами. Синхронизаторы позволяют включать передачу только после выравнивания частоты вращения соединяемых частей муфты.

Переключая передачу, водитель перемещаетвилкой 7 (см. рис. 4.9) кольцо 3, которое шпонкой 8 связано с муфтой 1. Муфта 1 стопором 6 давит на обойму 4 и прижимает ее к конической поверхности шестерни 5 силой  $P$ , Н. На конических поверхностях синхронизатора образуется нормальная сила  $T$ , Н, и возникает момент трения, Н·м:

$$M_{\text{тр}} = \mu Tr = \mu \frac{P}{\sin \alpha} r,$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;  $r$  — средний радиус конической поверхности обоймы, м;  $\alpha$  — угол конической поверхности.

Как только возникает момент трения  $M_{\text{тр}}$ , обойма 4 поворачивается, штифт 2 входит в углубление продольного выреза обоймы и не дает кольцу 3, а следовательно, и муфте 1 перемещаться дальше. Таким образом, пока штифт 2 находится в углублении выреза обоймы и прижат к ней достаточной силой  $Q$ , чтобы его не вытолкнуло из углубления, муфта 1 не может быть передвинута дальше ( $P < P_2$ ) и ее зубцы не войдут в зацепление с зубцами шестерни 5. Когда окружные скорости шестерни 5 и обоймы 4 выравниваются, момент трения  $M_{\text{тр}}$ , а следовательно, и сила  $Q$ , прижимающая штифт 2 в углублении, станут равны нулю, муфта 1 сможет переместиться дальше вправо ( $P > P_2 \approx 0$ ). Таким образом, блокировочное устройство синхронизатора позволяет включать передачу только после выравнивания скоростей соединяемых деталей (муфты 1 и шестерни 5).

На большинстве тракторов не применяют подобные синхронизаторы. В трансмиссиях тракторов часто устанавливается центральный синхронизатор в виде тормоза первичного вала КП. Опыт эксплуатации тракторов показывает, что такие центральные синхронизаторы-тормозки облегчают переключение передач и повышают срок службы шестерен. Однако полностью исключить удары и последующие сколы и смятие торцов зубьев шестерен они не могут.

Включение передач зубчатыми муфтами с синхронизаторами или передвигающимися шестернями возможно только в момент разрыва потока мощности от двигателя к КП, что достигается при выключении сцепления.

Некоторые современные гусеничные и колесные тракторы оснащаются КП, конструкции которых позволяют переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности (переключение на ходу). Это ступенчатые шестеренчатые КП, в которых в качестве механизма включения зубчатых пар используются фрикционные муфты, работающие в масле. Если в КП с передвигающимися шестернями операция переключения передач длится 3...5 с, то при фрикционном переключении она занимает 0,10...0,15 с. Кинематическая схема многовальной КП с фрикци-

онным включением гусеничного трактора ОпТЗ-150Г представлена на рис. 4.10. При прямолинейном движении управление КП осуществляется двумя элементами: зубчатой муфтой 3 редуктора или ходоуменьшителя и фрикционной муфтой включения соответствующей передачи  $\Phi_{I-VIII}$ .

*Гидрофрикционная муфта* КП для переключения передач на ходу показана на рис. 4.11. Конструктивно она выполнена вдвоенной и может по очереди включать две разные передачи. Муфта включается с помощью поршня 10, перемещающегося в гидроцилиндре 6, а выключается пружинами 3. Ведущие диски 11 муфт стальные с металлокерамическими накладками, ведомые диски 12 — стальные.

Шестерни 4 и 9 изготовлены как одно целое с соответствующими ведущими внутренними барабанами фрикционной муфты. Наружные барабаны 8 двойные (один барабан на две муфты), в них смонтированы гидроцилиндры 6. Наружные барабаны явля-

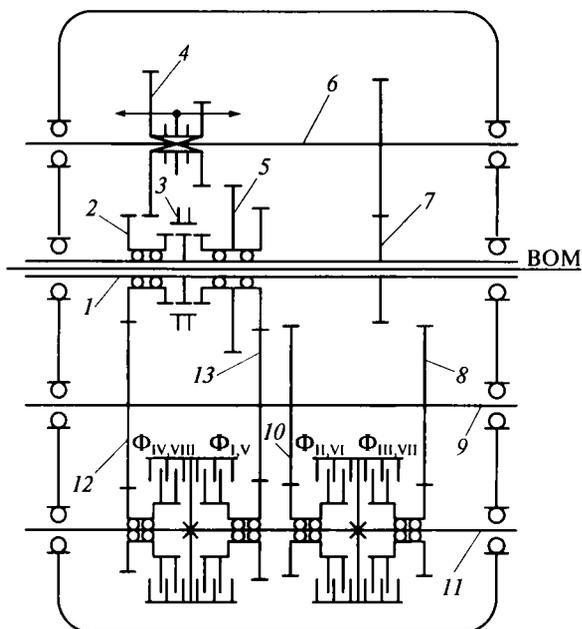


Рис. 4.10. Кинематическая схема многовальной коробки передач с фрикционным включением гусеничного трактора ОпТЗ-150Г:

1 — первичный вал; 2 — ведущая шестерня; 3 — зубчатая муфта; 4 — блок-шестерня включения заднего хода (ЗХ); 5 — блок шестерен ускоренного ряда и ходоуменьшителя; 6 — вал ЗХ и ходоуменьшителя; 7 — шестерня привода вала ЗХ и ходоуменьшителя; 8, 10, 12, 13 — шестерни; 9 — промежуточный вал; 11 — вторичный вал;  $\Phi_{I-VIII}$  — фрикционные муфты включения соответственно I—VIII передач; ВОМ — вал отбора мощности;  $\longleftrightarrow$  — направление перемещения блок-шестерни

ются ведомыми, они установлены на промежуточном валу на шлицах. Уплотнение поршня 10 гидроцилиндра 6 осуществляется по наружному диаметру чугуном разрезным кольцом 7, а по внутреннему — резиновым кольцом 2. Подвод масла осуществляется через сверления в промежуточном валу.

Для обеспечения полного выключения фрикционных муфт в гидроцилиндрах установлено по два сливных автоматических центробежных шариковых клапана 1, которые открываются при выключении муфты (под действием давления масла на шарик в гидроцилиндре) и выпускают из выключаемого гидроцилиндра оставшееся масло.

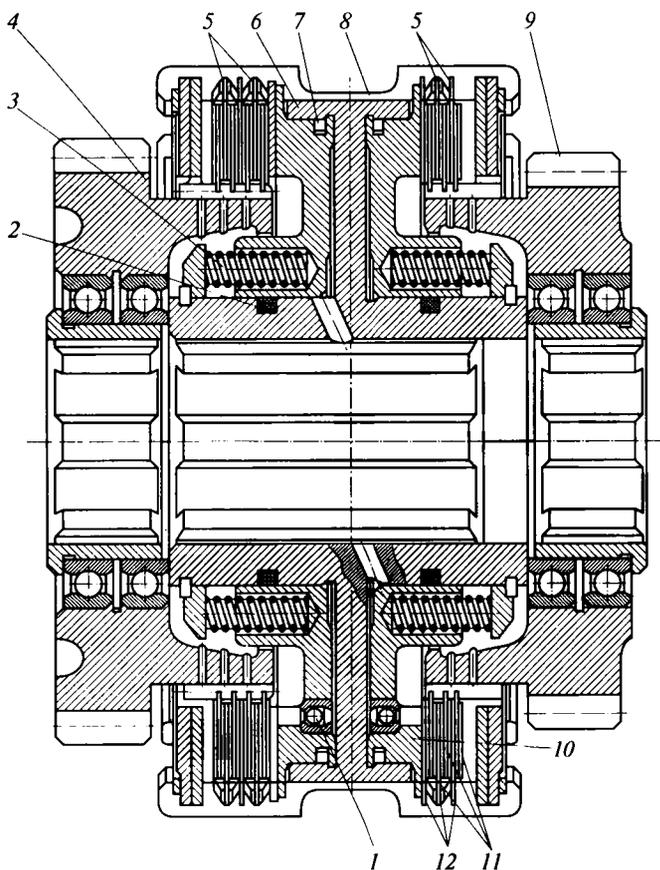


Рис. 4.11. Гидрофрикционная муфта коробки передач:

1 — шариковый клапан; 2 — резиновое кольцо; 3 — пружина; 4, 9 — шестерни; 5 — пластинчатые пружины; 6 — гидроцилиндр; 7 — чугунное разрезное кольцо; 8 — наружный барабан; 10 — поршень; 11 — ведущие диски; 12 — ведомые диски

*Ступенчатые планетарные КП* (с перемешающимися в пространстве осями шестерен-сателлитов) в последние годы широко применяются в трансмиссиях современных тракторов и автомобилей.

Основу таких КП составляют планетарные механизмы, состоящие из трех элементов — коронной шестерни, солнечной шестерни и водила с сателлитами, которые выполняются с внутренним, внешним и смешанным зацеплением шестерен. Наибольшее распространение на автомобилях и тракторах получили планетарные механизмы со смешанным зацеплением шестерен. Сателлит входит в зацепление с солнечной шестерней с внешними зубьями и коронной шестерней с внутренними зубьями.

Планетарные КП в сравнении с обычными обладают рядом преимуществ: повышенным сроком службы шестерен и бесшумностью работы, меньшими габаритными размерами, разгруженностью большинства подшипников, отсутствием длинных валов, более высоким КПД, простотой управления. Планетарные КП легко автоматизировать, так как переключение передач осуществляется включением или выключением фрикционных или электромагнитных муфт. В результате этого переключение передач в планетарной КП происходит на ходу без разрыва потока мощности, что облегчает управление КП и улучшает тягово-динамические свойства машины.

Однако планетарные КП сложнее и дороже, чем КП с неподвижными в пространстве валами, получившие наибольшее распространение. Планетарные КП используют в качестве механической части бесступенчатых трансмиссий, а также как ступенчатые КП с автоматическим управлением.

Неавтоматические КП могут управляться непосредственно водителем с помощью механического привода или с помощью специального усилителя (гидравлического, пневматического, вакуумного, электромагнитного или комбинированного).

Получившие широкое распространение в автоматических трансмиссиях ступенчатые КП с фрикционным включением могут иметь ручное или автоматическое управление.

#### **4.4. Гидромеханические коробки передач**

*Гидромеханические КП* состоят из последовательно соединенных гидродинамического преобразователя вращающего момента и ступенчатой механической КП.

Простейшей гидродинамической передачей, не преобразующей вращающий момент, является гидродинамическая муфта, состоящая из насосного колеса, соединенного с ведущим валом, и турбинного колеса, закрепленного на ведомом валу. Оба колеса имеют лопатки и заключены в кожух, заполненный маслом. Цирку-

лирующее между лопатками насосного и турбинного колеса масло обеспечивает динамическую передачу вращения и вращающего момента от насосного к турбинному колесу. При этом всегда частота вращения насосного колеса больше частоты вращения турбинного.

Из-за ряда недостатков гидромукфы не получили применения в трансмиссиях тракторов и автомобилей. Их использование ограничивается приводом несильно нагруженных элементов, например, вращение вентилятора в системе охлаждения двигателя автомобиля КамАЗ.

В практике тракторо- и автомобилестроения преобладающее распространение получили гидротрансформаторы.

*Гидротрансформаторы* обладают рядом достоинств, которые позволяют эффективно использовать их в трансмиссиях современных машин:

- значительное снижение динамических нагрузок и демпфирование крутильных колебаний в трансмиссии, что обеспечивает повышение надежности и срока службы трансмиссии и двигателя;
- бесступенчатое регулирование вращающего момента на выходном валу гидротрансформатора, что дает возможность работать на наиболее выгодном режиме скорости и тяги;
- повышение производительности за счет улучшения условий труда водителя;
- бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа, позволяющее работать на наиболее выгодном режиме скорости и тяги;
- улучшение условий труда водителя за счет снижения частоты переключения передач;
- повышение проходимости, вследствие эластичности связи двигателя с трансмиссией и возможности длительно работать с очень малыми («ползучими») скоростями движения.

У гидротрансформатора вместе с тем существуют и недостатки:

- узкий диапазон изменения передаточных чисел;
- пониженное максимальное значение КПД ( $\eta_{гт} = 0,85 \dots 0,9$ ) в сравнении с механическими коробками и значительное его снижение при изменении режимов работы, что приводит к повышению расхода топлива;
- усложнение конструкции трансмиссии и повышение стоимости машины.

При создании машин возможно последовательное или параллельное соединение гидротрансформатора с механической частью трансмиссии. Это в некоторой степени компенсирует его недостатки.

Соединение гидротрансформатора с механической КП последовательно в однопоточную трансмиссию обеспечивает расшире-

ние диапазона изменения передаточных чисел трансмиссии и соответственно диапазона изменения тяговых усилий и скоростей движения машины.

Параллельное соединение гидротрансформатора с механической КП приводит к некоторому повышению КПД трансмиссии в целом, но сужает диапазон изменения силового и кинематического передаточных чисел. Этот тип трансмиссии называется двухпоточной.

В однопоточных трансмиссиях вся мощность двигателя последовательно проходит через агрегаты трансмиссии. От двигателя мощность поступает на насосное колесо гидротрансформатора (при необходимости между ДВС и гидротрансформатором устанавливается согласующий редуктор).

Гидротрансформатор (рис. 4.12, *a*) представляет собой гидродинамический преобразователь, автоматически плавно изменяющий величину передаваемого момента в зависимости от нагрузки. Гидротрансформатор состоит из трех колес с радиально расположенными криволинейными лопатками: насоса 3, жестко через корпус 8 связанной с коленчатым валом 1 двигателя; турбины 2, соединенной с первичным валом 7 КП; реактора 4, установлен-

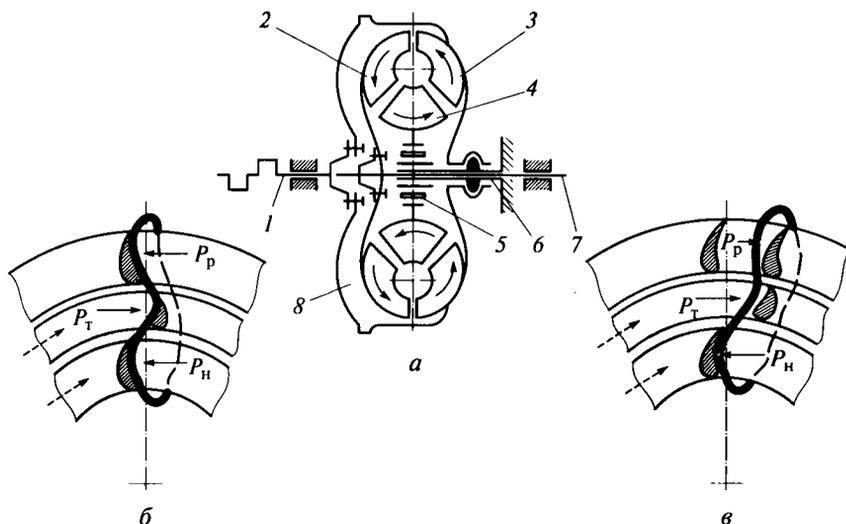


Рис. 4.12. Гидротрансформатор:

*a* — кинематическая схема; *б*, *в* — действие сил при работе в режиме соответственно трансформатора и гидромуфты; 1 — коленчатый вал; 2 — турбина; 3 — насос; 4 — реактор; 5 — муфта свободного хода; 6 — пустотелый вал; 7 — первичный вал; 8 — корпус гидротрансформатора;  $P_p$  — сила на реакторе;  $P_T$  — сила на турбине;  $P_n$  — сила на насосе;  $\curvearrowright$  — направление циркуляции рабочей жидкости;  $\dashrightarrow$  — направление вращения колес;  $\longrightarrow$  — направление действия сил

ного на его пустотелый вал *б* с помощью муфты свободного хода 5. Корпус 8 гидротрансформатора заполнен маловязким маслом.

*Гидротрансформатор*, реактор которого имеет муфту свободного хода, называется *комплексным*.

При вращении от коленчатого вала двигателя насоса масло, находящееся между лопатками насоса, под действием центробежных сил перетекает от внутренних краев лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбины, масло отдает ей часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насос. Из турбины масло перетекает к лопаткам реактора, изменяющим направление струй масла, а затем — к внутренним краям лопаток насоса.

Таким образом, часть масла циркулирует по замкнутому контуру насос—турбина—реактор—насос. Чем больше нагрузка и меньше угловая скорость турбины  $\omega_t$  по сравнению с угловой скоростью насоса  $\omega_n$ , тем большую часть кинетической энергии масла воспринимает турбина и тем больше сила  $P_t$  (рис. 4.12, б) и соответственно момент  $M_t$ , возникающий при ударе струй масла о лопатки турбины.

В случае остановки турбины под действием внешних сопротивлений или при трогании машины с места, когда угловая скорость  $\omega_t = 0$ , момент на турбине  $M_t$  достигает максимального значения. По мере повышения угловой скорости  $\omega_t$  величина момента  $M_t$  уменьшается.

При небольшом значении угловой скорости турбины  $\omega_t$  в результате удара струй масла о *вогнутые стороны лопаток* реактора возникает действующая на него сила  $P_p$  (см. рис. 4.12, б), направленная в ту же сторону, что и возникающая от удара струй масла о лопатки насоса сила  $P_n$ . Муфта свободного хода 5 при этом заклинивается, вследствие чего реактор остается неподвижным (не вращается). Сумма вращающих моментов от действующих внешних сил  $P_n$ ,  $P_t$  и  $P_p$  на гидротрансформатор равна нулю:

$$M_n + M_t + M_p = 0.$$

Следовательно,  $M_t = M_n + M_p$ , т.е. вращающий момент на турбине в этом случае больше вращающего момента двигателя  $M_e$ , так как  $M_n = M_e$ . В этом случае гидротрансформатор является преобразователем вращающего момента.

При большом значении угловой скорости турбины  $\omega_t$  вследствие удара струй масла о *выпуклые стороны лопаток* реактора (рис. 4.12, в) сила  $P_p$  изменяет свое направление на противоположное. В результате вращающий момент  $M_t$  оказывается равным разности вращающих моментов, действующих на насос и реактор:  $M_t = M_n - M_p$ .

Муфта свободного хода при этом расклинивается, что предотвращает чрезмерное уменьшение вращающего момента  $M_t$ , и ре-

актор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина. Гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты, при этом величина передаваемого вращающего момента от насоса к турбине не изменяется  $M_n = M_t$ , так как при вращении реактора  $M_p = 0$ .

Так как между насосом и турбиной нет жесткой связи, гидротрансформатор имеет два передаточных числа.

*Кинематическое передаточное число*  $i_{гт}$  определяется отношением угловой скорости насоса  $\omega_n$  к угловой скорости турбины  $\omega_t$ , или отношением частоты вращения насоса  $n_n$  к частоте вращения турбины  $n_t$ :

$$i_{гт} = \omega_n / \omega_t = n_n / n_t.$$

*Коэффициент трансформации момента*  $K$ , т.е. силовое передаточное число гидротрансформатора, определяется отношением вращающего момента на турбине  $M_t$  к вращающему моменту на насосе  $M_n$ :

$$K = M_t / M_n.$$

*КПД гидротрансформатора*  $\eta_{гт}$  — это отношение мощности  $N_t$ , отводимой от турбины, к мощности  $N_n$ , подводенной к насосу:

$$\eta_{гт} = \frac{N_t}{N_n} = \frac{\omega_t M_t}{\omega_n M_n} = \frac{K}{i_{гт}}.$$

Из полученного выражения следует, что по мере увеличения отношения  $1/i_{гт}$  от 0 до 1 и уменьшения коэффициента трансформации момента  $K$  до 0 КПД гидротрансформатора сначала возрастает от нуля до максимального значения (рис. 4.13, кривая  $\eta_{гт}$ ), а затем снова уменьшается до нуля, т.е. среднее его значение меньше КПД ступенчатой КП.

Для получения высокого КПД в более широких пределах в гидротрансформатор устанавливают между насосом и турбиной однодисковую фрикционную блокирующую муфту или делают его комплексным.

*При блокировке* гидротрансформатор превращается в механическую передачу, что исключает потерю энергии в гидротрансформаторе.

*Комплексный гидротрансформатор* работает при малых кинематических передаточных числах в режиме трансформатора, а при больших числах (высокой частоте вращения турбины) в режиме гидромуфты. Это повышает среднее значение КПД.

Преобразующие свойства гидротрансформатора определяет внешняя характеристика, которая представляет собой графики зависимостей коэффициента трансформации момента  $K$  (силового передаточного числа), вращающих моментов турбинного  $M_t$  и насосного  $M_n$  колес, и КПД гидротрансформатора  $\eta_{гт}$  от величины отношения  $1/i_{гт}$ .

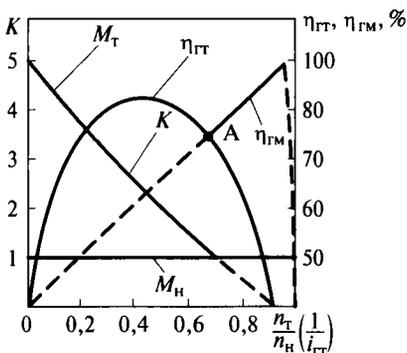


Рис. 4.13. Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора:  $K$  — коэффициент трансформации момента;  $\frac{n_T}{n_H} \left( \frac{1}{i_{ГТ}} \right)$  — отношение частоты вращения турбины к частоте вращения насоса;  $i_{ГТ}$  — кинематическое передаточное число гидротрансформатора;  $M_T$  — вращающий момент турбинного колеса;  $\eta_{ГТ}$ ,  $\eta_{ГМ}$  — КПД гидротрансформатора и гидромуфты;  $M_H$  — вращающий момент насосного колеса; А — точка перехода режима трансформатора в режим гидромуфты

Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора показана на рис. 4.13, она представляет собой характеристику простого гидротрансформатора и совмещенную с ней характеристику гидромуфты. Переход работы комплексного гидротрансформатора из режима трансформатора на режим гидромуфты происходит при отношении частоты вращения  $n_T/n_H$  (около 0,7), соответствующем точке А на графике КПД гидротрансформатора.

По степени влияния на двигатель гидротрансформаторы делятся на «непрозрачные» и «прозрачные».

«Непрозрачным» называют такой гидротрансформатор, у которого изменение нагрузки и частоты вращения турбины не влияет на режим работы насоса и связанного с ним двигателя. У «прозрачного» гидротрансформатора режим работы соединенного с насосом двигателя меняется с изменением нагрузки на валу турбины аналогично изменению его при механической передаче. В трансмиссиях тракторов обычно применяют «слабопрозрачные» гидротрансформаторы, а в трансмиссиях автомобилей — «прозрачные».

В качестве механических ступеней в гидромеханических КП используются планетарные или обычные ступенчатые механические КП с переключением передач с разрывом или без разрыва потока мощности. В случае применения ступенчатых КП, у которых переключение передач связано с разрывом потока мощности, необходимо сохранить в гидромеханической трансмиссии фрикционное сцепление.

Механические КП обычно имеют от двух до четырех передач. Управление переключением передач может быть ручным или автоматическим.

Гидравлическая схема управления гидромеханической планетарной КП с переключением передач без разрыва потока мощности колесного трактора приведена на рис. 4.14. Переключение передач проводится гидрофрикционными муфтами  $\Phi_1$  —  $\Phi_5$ .

Гидравлическая схема управления планетарной коробкой передач работает следующим образом: масляный насос 1 под давлением подает масло через клапан 2 давления подпитки в гидротрансформатор 3. Далее масло, охлажденное в радиаторе 4, поступает к золотникам выбора направления 7 и выбора передачи 8. Перемещением золотников 7 и 8 осуществляется выбор режимов движения трактора. В случае торможения давление из системы тормозов передается на клапан 9 выключения гидрофрикционных муфт и происходит автоматическое отключение передачи.

Рассмотрим подробнее конструкцию гидромеханической КП автомобиля, показанную на рис. 4.15. Она состоит из одноступенчатого комплексного гидротрансформатора и дополнительной трехступенчатой планетарной коробки.

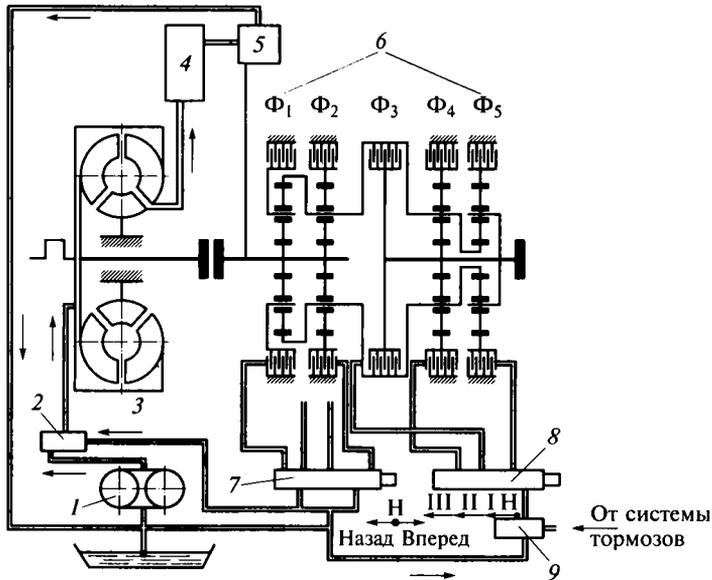
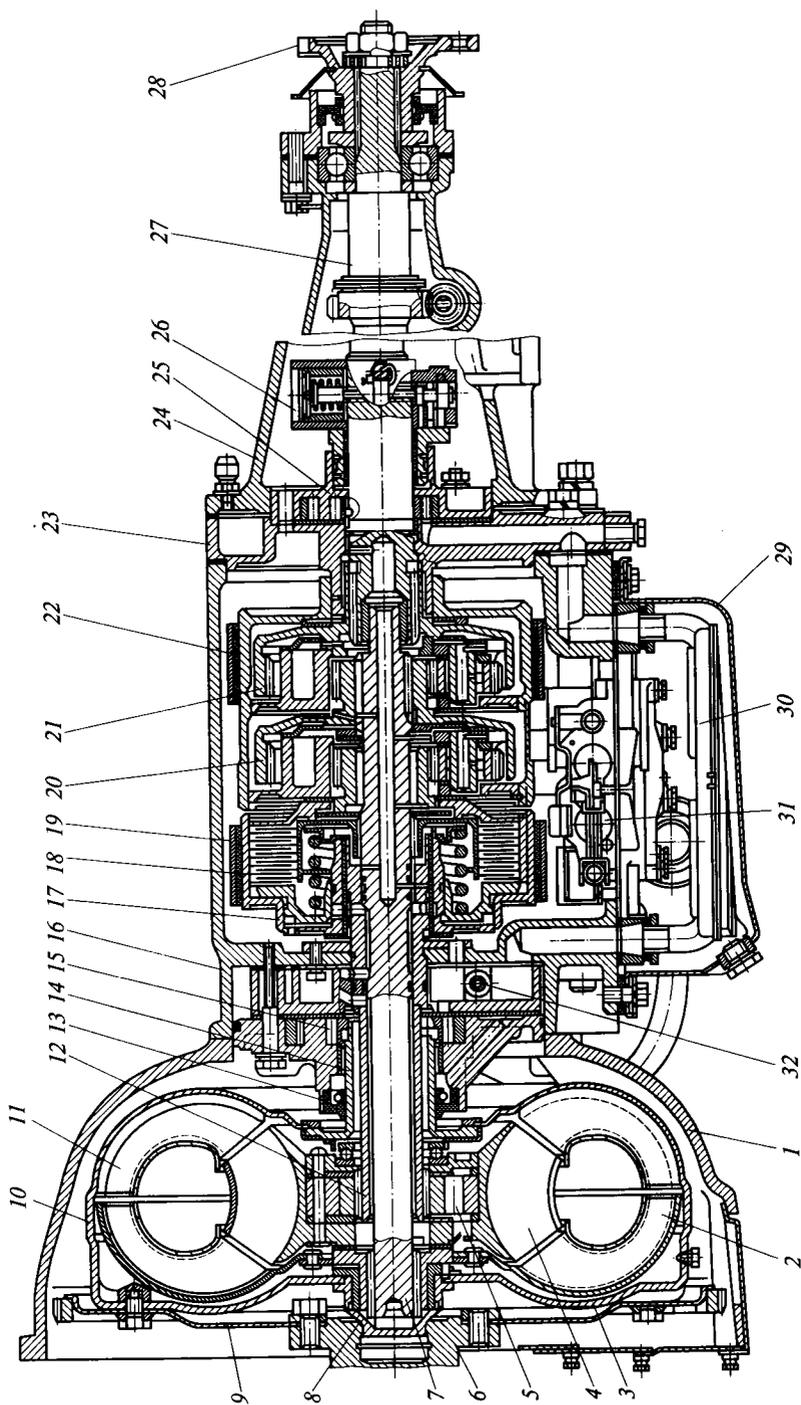


Рис. 4.14. Гидравлическая схема управления гидромеханической планетарной коробкой передач колесного трактора:

1 — масляный насос; 2 — клапан давления подпитки; 3 — гидротрансформатор; 4 — радиатор; 5 — клапан давления смазывания подшипников; 6 — трехскоростная планетарная механическая коробка передач; 7 — золотник выбора направления; 8 — золотник выбора передачи; 9 — клапан выключения гидрофрикционных муфт при торможении;  $\Phi_1$  — гидрофрикционная муфта включения ЗХ;  $\Phi_2$  — гидрофрикционная муфта включения переднего хода;  $\Phi_3, \Phi_4, \Phi_5$  — гидрофрикционные муфты включения соответственно I, II и III передач; Н — нейтральное положение; I, II, III — положения золотника, при которых включаются соответствующие передачи;  $\leftarrow \bullet \rightarrow$  — направление перемещения золотника;  $\longrightarrow$  — направление циркуляции масла



Гидротрансформатор соединен с коленчатым валом 6 двигателя. На корпусе 10 гидротрансформатора закреплены лопатки 11 насоса. Внутри корпуса 10 расположены турбина 2 и реактор 4. Турбина прикреплена к ступице 8, установленной на шлицах первичного вала 7 планетарной коробки, а реактор — к наружной обойме роликовой муфты 5 свободного хода. Внутренняя обойма муфты связана с пустотелым валом 12 реактора, жестко соединенным с картером 16. Приваренная к корпусу 10 гидротрансформатора крышка 3 болтами соединена с диском 9, укрепленным на коленчатом валу. Сзади корпуса 10 установлена ступица 14, опорная шейка которой вставлена во втулку корпуса переднего масляного насоса 15 и уплотнена манжетой 13.

Гидротрансформатор расположен в картере 1, закрепленном на картере двигателя. Корпус 10 заполнен маслом, находящимся под давлением, которое создает передний масляный насос 15. Масло, охлаждая гидротрансформатор, стекает в поддон 29 картера коробки через водомаслоохладитель, встроенный в систему охлаждения двигателя.

В картере 16, укрепленном на корпусе гидротрансформатора, расположены первичный 7 и вторичный 27 валы, многодисковое сцепление 18 с гидроцилиндром 17, передний 20 и задний 21 планетарные ряды с передним 19 и задним 22 ленточными тормозами и гидроцилиндрами, задний масляный насос 25, центробежный регулятор 26, клапаны 31 управления и редукционные клапаны 32. В поддоне 29 картера находится маслоприемник 30 переднего 15 и заднего 25 масляных насосов. К фланцу 28, установленному на шлицах вторичного вала, присоединяется карданная передача. Сзади картера 16 прикреплены фланец 23 и крышка 24.

Передачи в планетарной коробке переключают без разрыва потока мощности с помощью переднего 19 и заднего 22 ленточных тормозов и многодискового сцепления 18. Для этого коробка имеет гидравлическую систему автоматического управления. Системой управляют с помощью педали изменения подачи топлива и рукояткой управления коробкой, находящейся в одном из положений Н, Д, П и ЗХ.



Рис. 4.15. Гидромеханическая коробка передач автомобиля:

1 — картер; 2 — турбина; 3 — крышка; 4 — реактор; 5 — муфта свободного хода; 6 — коленчатый вал; 7, 27 — первичный и вторичный валы; 8 — ступица; 9 — диск; 10 — корпус гидротрансформатора; 11 — лопатки насоса; 12 — пустотелый вал реактора; 13 — манжета; 14 — ступица; 15, 25 — передний и задний масляные насосы; 16 — картер; 17 — гидроцилиндр; 18 — многодисковое сцепление; 19, 22 — передний и задний ленточные тормоза; 20, 21 — передний и задний планетарные ряды; 23 — фланец; 24 — крышка; 26 — центробежный регулятор; 28 — фланец; 29 — поддон картера; 30 — маслоприемник; 31 — клапаны управления; 32 — редукционный клапан

При включенном *положении Н (нейтральное)* оба ленточных тормоза (передний 19 и задний 22) и многодисковое сцепление 18 выключены, первичный 7 и вторичный 27 валы разобщены между собой, и поток мощности не передается. *Передачи включают*, затормаживая или блокируя элементы планетарных рядов 20 и 21, т.е. останавливая их или соединяя между собой.

Перед работой автомобиля в обычных дорожных условиях переводят рукоятку управления коробкой в *положение Д (движение)*. В этом случае переход на разные режимы движения проводят педалью управления подачей топлива и педалью тормоза. Так, например, в начале разгона автомобиля с места или с небольшой скорости, когда подача топлива незначительна, автоматически включаются передний ленточный тормоз 19 и, следовательно, I передача. В конце разгона, когда подача топлива значительна, в КП при определенной скорости (28... 29 м/с) автоматически выключается передний ленточный тормоз 19 и одновременно включается многодисковое сцепление 18. В результате блокируются солнечные шестерни, и все элементы переднего 20 и заднего 21 планетарных рядов, а также вторичный вал 27 вращаются как одно целое, т.е. включается II (прямая) передача. В этом случае передаточное число гидромеханической коробки изменяется гидротрансформатором в пределах 1—2,4. Если в результате увеличения нагрузки скорость уменьшается до 4 м/с, то автоматически выключается многодисковое сцепление 18 и одновременно включается передний ленточный тормоз 19 и I передача.

Чтобы преодолеть повышенное сопротивление движению автомобиля, например, на крутом подъеме, включают I передачу, переводя рукоятку управления коробкой в положение П (*понижающая передача*). Тем самым включают передний ленточный тормоз 19, при этом затягивается его лента, которая затормаживает солнечную шестерню переднего планетарного ряда 20. Передаточное число гидромеханической КП может изменяться в пределах 1,72—4,13.

Переводя рукоятку управления КП в положение ЗХ (*задний ход*), включают задний ленточный тормоз 22. Оси сателлитов заднего 21 планетарного ряда при этом затормаживаются, а солнечная шестерня и входящие с ней в зацепление сателлиты вращают коронную шестерню и вторичный вал 27 в обратном направлении.

#### 4.5. Гидрообъемные трансмиссии

*Гидрообъемная (гидростатическая) трансмиссия* — это система агрегатов для передачи мощности двигателя к ведущим колесам машины посредством перемещения замкнутого объема жидкости между насосом и гидромоторами.

В отличие от гидротрансформатора, в котором использован гидродинамический (скоростной) напор в гидрообъемной передаче используется гидростатический напор жидкости.

На машинах с гидрообъемной трансмиссией двигатель соединен с валом насоса, который питает гидромотор рабочей жидкостью под высоким давлением.

Гидрообъемные передачи имеют следующие достоинства:

- бесступенчатое, плавное изменение тягового усилия и скорости движения машины;
- простота и удобство компоновки на машине, легкость привода нескольких ведущих колес, а также передачи мощности через гибкий шланг к ведущим мостам активных прицепов;
- удобство управления: одной рукояткой можно начать движение, задать желаемую скорость, изменить направление движения и затормозить машину;
- возможность легкой автоматизации управления;
- простота выполнения монтажа и демонтажа на машине.

Достоинством гидрообъемных передач является также возможность использования единой насосной станции для питания гидромоторведущих колес, а также гидросистемы технологического оборудования, в результате чего снижается вес машины.

Машины с гидрообъемной трансмиссией способны обеспечить более высокую, чем с механическими передачами, производительность за счет бесступенчатого изменения скорости движения и тягового усилия, особенно при работе в тяжелых условиях движения.

Гидрообъемные передачи имеют и некоторые недостатки:

- более низкий, чем у механических передач, КПД из-за объемных потерь в гидравлической системе;
- трудность создания надежных герметичных уплотнений подвижных и неподвижных деталей;
- необходимость прогрева передачи перед работой при пониженной температуре из-за повышенной вязкости рабочей жидкости;
- относительно большая масса на единицу передаваемой мощности.

Компоновка гидроагрегатов в трансмиссии зависит от типа и назначения машины.

Основными схемами гидрообъемных трансмиссий, характерными для тракторов и автомобилей, являются моноблочная, с раздельным расположением гидроагрегатов, а также с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес.

В *моноблочной* схеме регулируемый насос 2 (рис. 4.16, а) и регулируемый гидромотор 3 объединены в один блок. Такая гидрообъемная передача устанавливается вместо сцепления и КП и выполняет их функции. Остальные агрегаты механической части трансмиссии остаются без изменений.

Схема обеспечивает широкий диапазон регулирования скорости и тяги за счет последовательного или одновременного регулирования насоса и мотора. Однако трансмиссии, выполненные по данной схеме, имеют низкий КПД и лишены компоновочных преимуществ.

В *схеме раздельного расположения гидроагрегатов* в трансмиссии колесной машины насос 2 (рис. 4.16, б) соединен с двигателем 1, а гидромоторы 3 — с ведущими колесами. В связи с тем что потери при перемещении замкнутого объема жидкости от насоса к гидромотору незначительны, их можно располагать на некотором удалении друг от друга. Это свойство гидрообъемной передачи дает широкие возможности компоновки многоприводных машин с несколькими ведущими мостами и активных прицепов. Изменение скорости движения осуществляется, как правило, регулированием насоса, а требуемый диапазон регулирования с сохранением высоких значений КПД осуществляется последовательным отключением (включением) краном 5 привода каждого моста. Гидромоторы могут быть встроенные в ведущие колеса (мотор-колеса) или установлены вне колес. В первом случае гидромотор непосредственно связан с колесом, во втором между ними установлена конечная передача б.

Такой гидропривод имеет свойства автомобильного дифференциала, облегчающего поворот. При работе ведущего моста гидро-

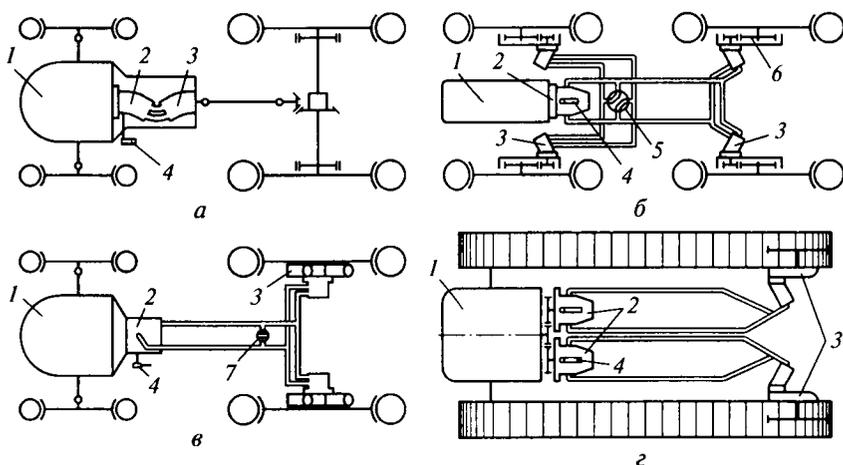


Рис. 4.16. Основные схемы гидрообъемных трансмиссий:

а — моноблочная; б — с раздельным расположением гидроагрегатов; в — с раздельным расположением гидроагрегатов и возможностью включения свободного хода (наката); г — с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес; 1 — двигатель; 2 — насос; 3 — гидромотор; 4 — рукоятка управления насосом; 5 — кран выключения переднего моста; б — конечная передача; 7 — кран включения свободного хода (наката)

моторы правого и левого колес образуют гидравлический дифференциал, который аналогичен по своему влиянию на проходимость машины механическому дифференциалу. Для повышения проходимости возможна блокировка за счет установки дроссельных клапанов, которые отключают буксующее колесо от нагнетательной ветви, и весь поток жидкости направляется на небуксующее колесо.

Существует также *схема раздельного расположения гидроагрегатов* в трансмиссии машины с возможностью включения свободного хода (наката) (рис. 4.16, в). В замкнутом объемном приводе связь между насосом и гидромотором практически жесткая. Движение машины с «накатом» по инерции невозможно. Так как гидромашины привода обратимы, при движении по инерции или буксировке машины ведущие колеса должны быть отключены от гидромотора во избежание торможения машины. Для этого в трансмиссии установлен кран 7 включения свободного хода для соединения между собой нагнетательной и возвратной магистралей или предусмотрены механические устройства для отключения ведущих колес (зубчатые муфты, муфты свободного хода).

В *схеме с двумя насосами и бортовым приводом ведущих колес* (рис. 4.16, г) двигатель вращает два насоса, питающие два гидромотора отдельно для каждой стороны машины. Изменяя частоту вращения колес одного из бортов, можно осуществлять плавные повороты, а при необходимости изменять направление движения одного из бортов для поворота на месте. Такие системы привода ведущих колес машин способствуют повышению весьма ценного качества — маневренности. Кроме того, параллельность работы магистралей двух насосов повышает надежность трансмиссии в целом.

Такая схема обеспечивает поворот гусеничного трактора под любым радиусом. Устройство ее сложнее, чем предыдущих схем. При применении таких схем на колесных машинах один насос используется для питания гидромотора передних колес, а другой — для питания гидромотора задних колес. Возможны также другие комбинации гидроагрегатов.

Наибольшее распространение в гидрообъемных трансмиссиях машин получили аксиально-поршневые гидромашины. Данные гидромашины обратимы, т. е. могут работать в режиме как мотора, так и насоса. Эти машины работают при давлениях до 40 МПа и частоте вращения до 2 500 мин<sup>-1</sup>. Они имеют диапазон момента регулирования 2,5...3, объемный КПД  $\eta_o = 0,97...0,98$  и механический КПД  $\eta_m = 0,92...0,95$ . Отклонение от номинальных режимов ведет к снижению объемного КПД.

Из всех существующих способов регулирования гидроприводов на отечественных и зарубежных машинах получили распространение два вида машинного управления: изменением рабочих объемов насоса и мотора. Кроме того, возможно управление из-

менением частоты вращения коленчатого вала ДВС, приводящего в работу объемный насос. Наиболее распространен способ регулирования гидроприводов изменением рабочего объема насоса.

Регулирование изменением рабочего объема насоса имеет следующие достоинства, обеспечившие широкое применение этого способа в трансмиссиях транспортных машин:

- плавное регулирование подачи насоса и частоты вращения выходного вала от нуля до максимума;
- возможность изменять на противоположное направление движения выходного вала;
- возможность тормозить выходной вал;
- возможность работать при переменном давлении, что обеспечивает долговечность передачи;
- простой привод управления ввиду расположения насоса у двигателя.

*Подача аксиально-поршневого насоса, л/мин:*

$$Q_n = \frac{q_n n_n}{10^3},$$

где  $q_n$  — постоянная насоса, или рабочий объем насоса, т.е. объем жидкости, вытесняемой поршнями насоса за один оборот вала, см<sup>3</sup>/об.;  $n_n$  — частота вращения насоса, мин<sup>-1</sup>.

Пренебрегая утечками, из равенства  $q_n n_n = q_m n_m$  получим кинематическое передаточное число гидрообъемной передачи

$$i_{го} = \frac{n_n}{n_m} = \frac{q_m}{q_n},$$

где  $q_m$  — постоянная гидромотора, см<sup>3</sup>/об.;  $n_m$  — частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>.

Величина  $q_n$  регулируемого насоса изменяется от 0 до  $q_{n \max}$ , следовательно, при таком способе регулирования частота вращения выходного вала гидромотора  $n_m$ , мин<sup>-1</sup>, будет находиться в пределах

$$0 \leq n_m \leq \frac{q_{n \max} n_n}{q_m}.$$

При регулируемом гидромоторе в знаменателе этого выражения будет минимальная величина постоянной насоса  $q_{n \min}$ . Мощность, потребляемая насосом от двигателя, кВт:

$$N_n = \frac{p q_n n_n}{6 \cdot 10^4},$$

где  $p$  — давление, развиваемое насосом.

При изменении производительности насоса и постоянстве мощности приводного двигателя и частоты вращения его вала необхо-

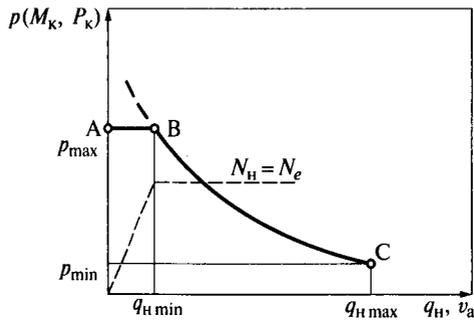


Рис. 4.17. Внешняя характеристика гидрообъемной трансмиссии:

$M_k$  — вращающий момент на валу ведущего колеса;  $P_k$  — сила тяги на колесе;  $N_n$  — мощность, потребляемая насосом;  $p$  — давление, развиваемое насосом;  $p_{\max}$  — максимальное давление в системе;  $p_{\min}$  — минимальное давление в системе;  $q_n$  — рабочий объем насоса;  $q_{n \max}$  — максимальное значение рабочего объема насоса;  $q_{n \min}$  — минимальное значение рабочего объема насоса;  $v_a$  — скорость машины; АВ — участок, на котором трансмиссия не передает всей мощности двигателя; ВС — участок работы трансмиссии с постоянной мощностью двигателя  $N_n$

димо соблюдение условия  $pq = \text{const}$ , т.е. давление в системе, а следовательно, и вращающий момент на валу гидромотора изменяются по закону гиперболы в зависимости от изменения  $q_n$ . При такой зависимости в случае  $q_n \rightarrow 0$  момент на валу ведущего колеса машины  $M_k \rightarrow 0$  (так как  $p \rightarrow \infty$ ). При трогании с места транспортной системы значение  $M_k$  в трансмиссии может существенно превысить момент, реализуемый по сцеплению двигателя с дорогой. Чтобы этого не произошло, в систему управления включают предохранительные клапаны, отрегулированные на максимально допустимое расчетное давление  $p_{\max}$ . Таким образом, верхняя часть на внешней характеристике гидрообъемной трансмиссии (рис. 4.17) отсекается горизонтальной линией, соответствующей  $p_{\max}$ , и на участке АВ трансмиссия не передает всей мощности двигателя. Участок ВС характеризуется работой с постоянной мощностью двигателя. С увеличением частоты вращения давление в системе будет снижаться до величины  $p_{\min}$ , соответствующей  $q_n = q_{n \max}$ . Тогда регулирование прекращается. Свойство гидропривода повышать вращающий момент на ведущих колесах с ростом сопротивления движению машины является основным достоинством этого типа привода. Кривая регулирования давления  $p$  в гидросистеме в масштабе силы тяги  $P_k$  (момента  $M_k$ ) и скорости машины  $v_a$  представляет собой тяговую характеристику машины с гидрообъемной трансмиссией. Силовой диапазон передачи

$$\frac{M_{k \max}}{M_{k \min}} = \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$$

ограничивается прочностью деталей привода и КПД передачи. Чем выше максимальное давление в гидросистеме, тем шире диапазон регулирования. Окончательный диапазон регулирования определяется назначением и конкретными условиями эксплуатации, при этом основной целью является обеспечение высокой производительности машины.

#### 4.6. Раздаточные коробки

Автомобили и колесные тракторы, предназначенные для работы в тяжелых условиях, выполняются полноприводными, т.е. с приводом на все колеса. Это необходимо для использования в качестве сцепного веса полного веса машины. Механизм, обеспечивающий передачу вращающего момента ко всем ведущим мостам, называется *раздаточной коробкой* (РК).

Раздаточные коробки могут быть одно- или двухступенчатыми. Обычно одна из двух ступеней РК является понижающей, а другая прямой, могут быть и обе ступени РК понижающими.

Двухступенчатые РК кроме основной функции — распределения момента по ведущим мостам, выполняют функцию дополнительного редуктора, увеличивающего вдвое число передач и расширяя тем самым диапазон изменения вращающего момента.

В зависимости от конструктивной схемы РК выполняют с блокированным и дифференциальным приводом ведущих мостов.

Межосевой дифференциал РК с дифференциальным приводом обеспечивает вращение передних и задних ведущих колес с разными угловыми скоростями на повороте и при неодинаковых диаметрах колес; распределение вращающего момента между ведущими мостами. Вращающий момент между ведущими мостами распределяется либо поровну, если межосевой дифференциал симметричный, либо в зависимости от распределения вертикальной нагрузки между мостами, если дифференциал несимметричный.

В полноприводных машинах трансмиссия, ведущие колеса и почва составляют замкнутый силовой контур. При этом в определенных условиях, прежде всего из-за неодинаковых диаметров колес, возможно появление циркуляции (вращения) мощности в трансмиссии, вызывающей дополнительную нагрузку на детали трансмиссии. Это приводит к появлению шума, повышенному изнашиванию шин и механизмов трансмиссии, а также увеличению расхода топлива. Суть этого явления в том, что поток мощности, подводимой в трансмиссию от двигателя, меньше внутреннего потока мощности, передающегося по трансмиссии.

Требования, предъявляемые к РК, такие же, как и к КП. Дополнительные требования к РК сводятся к следующему. Раздаточные коробки также должны:

- улучшать проходимость автомобиля в результате распределения вращающего момента между ведущими колесами;
- увеличивать силу тяги на ведущих колесах автомобиля настолько, чтобы он мог двигаться по плохим дорогам и бездорожью, преодолевать значительные подъемы (до 30... 35°);
- снижать минимально устойчивую скорость движения до 0,5... 1,4 м/с при работе двигателя на режиме максимального момента;
- предотвращать циркуляцию мощности в трансмиссии.

*Раздаточная коробка с заблокированным приводом* грузовых автомобилей высокой проходимости ГАЗ имеет прямую и понижающую передачи. Ведущий 2 (рис. 4.18, а) и промежуточный 8 валы, а также валы 7 привода заднего и 10 привода переднего мостов

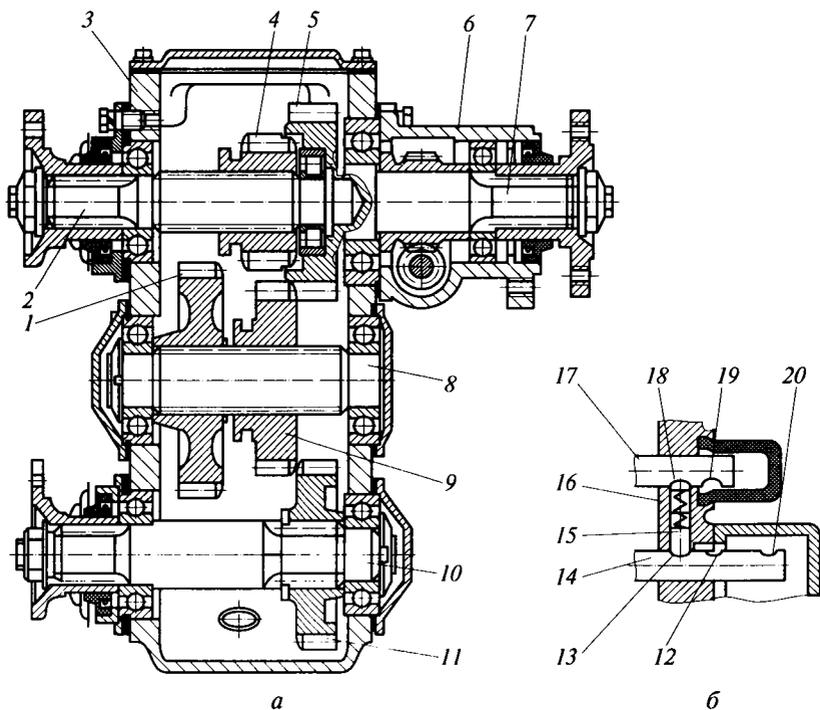


Рис. 4.18. Раздаточная коробка с заблокированным приводом автомобилей ГАЗ:

*а* — конструкция коробки; *б* — замок привода переключения передач; 1 — понижающая ведомая шестерня; 2 — ведущий вал; 3 — картер; 4 — муфта; 5 — шестерня вала привода заднего моста; 6 — крышка; 7 — вал привода заднего моста; 8 — промежуточный вал; 9 — передвигающаяся шестерня; 10 — вал привода переднего моста; 11 — шестерня привода переднего моста; 12 — средняя выемка; 13, 20 — крайние выемки; 14, 17 — переключающие валики; 15, 16 — сухари; 18, 19 — выемки

установлены на шарикоподшипниках в картере 3 коробки и его крышке 6. Задний конец ведущего вала 2 опирается на цилиндрический роликоподшипник в выточке вала 7 привода заднего моста. На шлицах валов расположены муфта 4 понижающей и прямой передач, передвигающаяся шестерня 9 включения переднего моста, понижающая ведомая шестерня 1 и шестерня 11 привода переднего моста. Шестерня 5 изготавливается как одно целое с валом 7 привода заднего моста.

Передачи включаются муфтой 4. Для включения прямой передачи муфту 4 вводят в зацепление с шестерней 5 вала привода заднего моста, в результате чего поток мощности передается непосредственно от ведущего вала 2 к валу 7. Передний мост включается передвижением шестерни 9 и введением ее в зацепление с шестернями 5 и 11. В этом случае поток мощности к переднему мосту передают ведущий вал 2, муфта 4, шестерни 5, 9, 11 и вал 10. При вводе муфты 4 в зацепление с понижающей ведомой шестерней 1 включается понижающая передача. Поток мощности при этом передается через ведущий вал 2, муфту 4, шестерню 1, промежуточный вал 8, передвигающуюся шестерню 9. Далее поток мощности разветвляется: одна его часть через шестерни 9 и 5 передается валу 7 привода заднего моста, а другая — через шестерни 9 и 11 — валу 10 привода переднего моста.

Смазывание раздаточной коробки осуществляется разбрызгиванием.

Для предотвращения перегрузки деталей привода заднего моста при движении на понижающей передаче в раздаточной коробке имеется замок привода переключения передач (рис. 4.18, б), не позволяющий включать понижающую передачу, если выключен передний мост, или выключать передний мост, если включена понижающая передача. Замок состоит из сухарей 15 и 16, а также разжимающей их пружины. Под действием пружины сухари входят в выемки среднюю 12 и крайнюю 13 переключающих валиков 14 и 17. В нейтральном положении переключающей муфты сухарь 15 входит в среднюю выемку 12 переключающего валика 14 прямой и понижающей передач, а при их включении — соответственно в крайние выемки 13 и 20 меньшей глубины. На переключающем валике 17 сделаны выемки 18 и 19. В выемку 18 (имеет большую глубину, чем выемка 19) сухарь 16 входит при включении, а в выемку 19 — при выключении переднего моста.

*Раздаточная коробка с дифференциальным приводом* автомобилей КамАЗ высокой проходимости с колесной формулой 6×6 показана на рис. 4.19. Коробка механическая двухступенчатая с несимметричным межосевым дифференциалом привода переднего и двух задних (среднего и заднего) ведущих мостов. Переключение передач осуществляется электропневматическим приводом управления, а блокировка дифференциала пневматическим приводом управления.

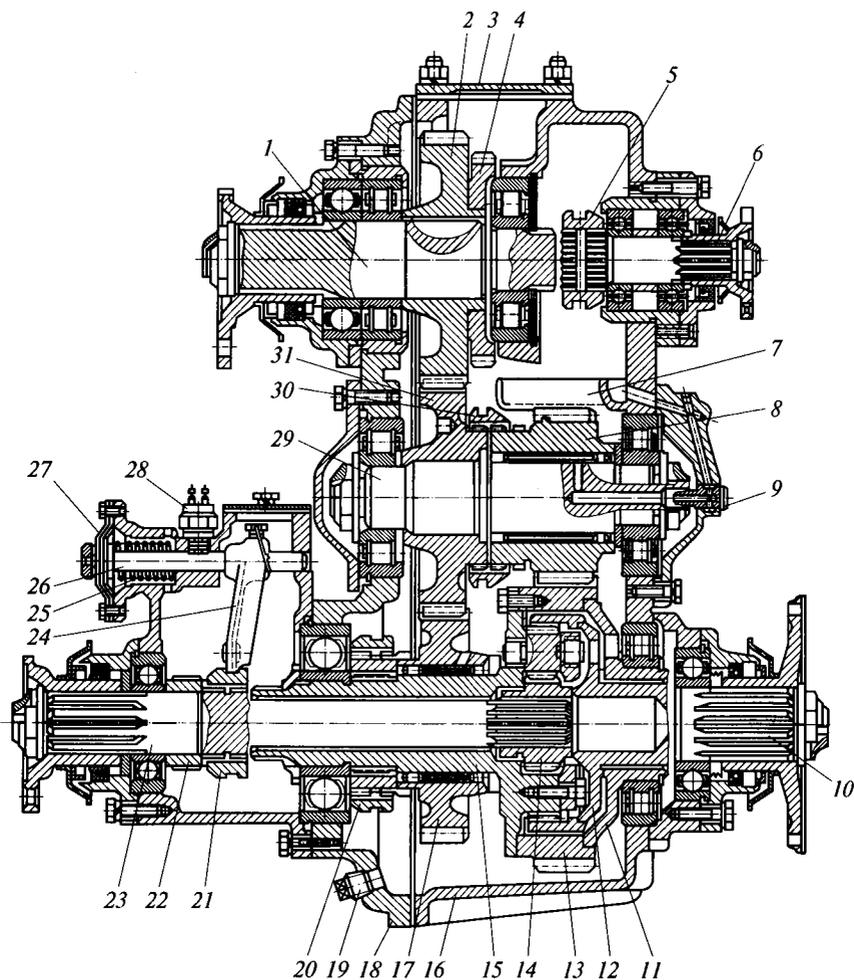
Раздаточная коробка установлена на раме и крепится на четырех резиновых подушках. Внутри картера 16 раздаточной коробки на подшипниках установлен первичный вал 1 с ведущей шестерней 2 и шестерней 4 отбора мощности. В верхней части картера имеется люк, закрытый крышкой 3, для установки специальной коробки для отбора мощности. Эта коробка позволяет отбирать мощность до 44,1 кВт (60 л. с.) с первичного вала 1 при движении автомобиля. Включение специальной коробки отбора мощности осуществляется при остановке автомобиля. В расточку заднего торца картера установлена односкоростная коробка отбора мощности 6 на лебедку.

В редукторную часть коробки входят также промежуточный вал 29 с промежуточной шестерней 31 и шестерней 8 понижающей передачи, вал 23 привода переднего моста с шестерней 17 повышающей передачи и дифференциал с валом 10 привода задних мостов. Шестерни 8 понижающей передачи и 17 повышающей передачи установлены на роликоподшипниках с алюминиевыми сепараторами.

На валу 10 привода задних (среднего и заднего) мостов установлен несимметричный цилиндрический межосевой дифференциал. Дифференциал состоит из солнечной шестерни 14, четырех сателлитов и коронной шестерни 12, смонтированных в разъемном корпусе дифференциала (образованного задней обоймой 11, ведущей шестерней 13 и передней частью корпуса 15), выполняющего функцию водила.

При разблокированном дифференциале распределение вращающих моментов между передним и задними (средним и задним) ведущими мостами происходит в отношении 1:2 соответственно распределению вертикальной нагрузки между передним и задними мостами. Такое распределение обеспечивает постоянную и равномерную тягу по всем ведущим мостам и устраняет дополнительные (циркуляционные) нагрузки в трансмиссии. При движении в тяжелых дорожных условиях дифференциал должен быть заблокирован. В этом случае обеспечиваются максимальные тяговые возможности автомобиля по всем ведущим мостам.

На рис. 4.19 раздаточная коробка показана в нейтральном положении приводов переключения передач и при разблокированном дифференциале. Блокировка и разблокировка межосевого дифференциала осуществляются дистанционно при помощи диафрагменных пневматических камер 25. Между корпусом и крышкой камеры установлена резиноканевая диафрагма 27. К диафрагме 27 возвратной пружиной поджимается шток, на котором укреплена вилка 24 муфты блокировки дифференциала, связанная с муфтой 21 блокировки дифференциала. Для блокировки необходимо переместить на панели приборов рычаг включения блокировки межосевого дифференциала. При этом сжатый



воздух поступает в полость между крышкой корпуса камеры и диафрагмой 27, шток 26 с вилкой 24 перемещает муфту 21 блокировки дифференциала направо, соединяя вал 23 привода переднего моста с передней частью 15 корпуса дифференциала (водителем). В результате дифференциал блокируется, валы привода ведущих мостов (переднего 23 и задних 10) оказываются жестко связанными и вращаются с одинаковой частотой. Выключатель 28 включает контрольную лампу включения блокировки межосевого дифференциала.

Переключение передач в раздаточной коробке также осуществляется дистанционно с помощью диафрагменных пневматических камер. Для включения в раздаточной коробке повышающей передачи с передаточным числом 0,917 необходимо муфту 20

Рис. 4.19. Раздаточная коробка с дифференциальным приводом автомобилей КамАЗ:

*1* — первичный вал; *2* — ведущая шестерня; *3* — крышка люка верхней части картера; *4* — шестерня отбора мощности; *5* — муфта включения коробки отбора мощности (только на КамАЗ-4310); *6* — вал коробки отбора мощности (только на КамАЗ-4310); *7* — маслосборник; *8* — шестерня понижающей передачи; *9* — штуцер; *10* — вал привода задних мостов; *11* — задняя обойма дифференциала; *12* — коронная шестерня дифференциала; *13* — ведущая шестерня межосевого дифференциала; *14* — солнечная шестерня; *15* — передняя часть корпуса дифференциала; *16* — картер раздаточной коробки; *17* — шестерня повышающей передачи; *18* — передняя крышка картера раздаточной коробки; *19* — пробка; *20* — муфта включения высшей передачи; *21* — муфта блокировки дифференциала; *22* — ведущая шестерня привода электрического спидометра; *23* — вал привода переднего моста; *24* — вилка муфты блокировки дифференциала; *25* — диафрагменная пневматическая камера; *26* — шток; *27* — диафрагма; *28* — выключатель; *29* — промежуточный вал; *30* — муфта включения низшей передачи; *31* — промежуточная шестерня



включения высшей передачи сместить вправо и ввести в зацепление с расположенным слева зубчатым венцом шестерни *17* повышающей передачи. В этом случае вращающий момент от первичного вала *1* через ведущую шестерню *2*, промежуточную шестерню *31*, шестерню *17* повышающей передачи, муфту *20* передается на корпус дифференциала (водило) через его переднюю часть *15*, и через дифференциальный механизм распределяется между валами *10* и *23* привода ведущих мостов (задних и переднего).

Для включения понижающей передачи с передаточным числом 1,692 необходимо муфту *30* включения низшей передачи сместить вправо. При этом соединятся шестерни *31* промежуточная и *8* понижающей передачи. Вращающий момент от первичного вала *1* через ведущую шестерню *2*, промежуточную шестерню *31* и муфту *30* включения низшей передачи будет передаваться на шестерню понижающей передачи *8*, далее через ведущую шестерню *13* межосевого дифференциала — на корпус дифференциала (водило) и через дифференциальный механизм распределяется между валами *10* и *23* привода ведущих мостов (задних и переднего).

Воздух в камеры переключения передач в раздаточной коробке подается через электропневмоклапаны, управляемые из кабины водителя трехпозиционным переключателем. Для исключения одновременного включения двух передач в раздаточной коробке имеется механизм блокировки шарикового типа.

Смазка раздаточной коробки осуществляется разбрызгиванием. Для улучшения смазки шарикового подшипника, на котором установлена ступица шестерни *8* понижающей передачи, во внутренней полости картера коробки выполнен маслосборник *7*, из которого через соединенные каналы масло стекает в полость подшипника.

## 4.7. Карданные передачи и шарниры равных угловых скоростей

*Карданная передача* предназначена для передачи вращающего момента между валами агрегатов трансмиссии, расположенными под постоянными или переменными углами один относительно другого.

Такое положение валов обусловлено как погрешностями изготовления, так и конструктивными особенностями транспортного средства. Например, ведущий задний мост автомобиля поддрессорен, и положение его входного вала постоянно меняется во время движения относительно выходного вала КП. В ряде случаев валы агрегатов находятся в разных плоскостях из-за неточности монтажа. В процессе эксплуатации транспортного средства происходит также деформация его рамы и, как следствие, нарушается соосность валов агрегатов, закрепленных на ней.

Карданная передача состоит из трех основных элементов: карданных шарниров, карданных валов и их опор.

Основные требования, которым должна удовлетворять карданная передача, следующие:

- синхронность угловых скоростей, связанных передачей валов;
- высокий КПД;
- хорошая уравновешенность деталей карданной передачи;
- бесшумность работы;
- простота и надежность конструкции.

В зависимости от числа карданных шарниров карданные передачи чаще всего бывают одно-, двух- и трехшарнирные.

Наибольшее распространение получила *двухшарнирная карданная передача*, состоящая из двух карданных шарниров и соединяющего их карданного вала. При значительном расстоянии между агрегатами их соединяют *трехшарнирной карданной передачей с промежуточной опорой*, а при небольшом расстоянии, если механизмы находятся на одном основании, например, на раме автомобиля, — *одношарнирной*.

По кинематическому признаку различают шарниры неравных (асинхронные) и равных (синхронные) угловых скоростей.

*Карданный шарнир неравных угловых скоростей* (рис. 4.20, а) включает в себя ведущую 2 и ведомую 4 вилки, которые шарнирно соединены между собой крестовиной 3. Ведущая вилка жестко соединена с ведущим валом 1, а ведомая вилка с ведомым валом 6 жестко или с помощью подвижного шлицевого соединения 5 для изменения его длины. Вращающий момент от ведущего вала 1 к ведомому валу 6, оси которых расположены под углом  $\gamma$  одна к другой, передается шарниром в результате поворота ведомой вилки 4 относительно оси *ББ*, а крестовины относительно

оси  $AA$  ведущей вилки 2. Ведомый вал при этом вращается неравномерно по отношению к ведущему валу.

Взаимосвязь углов поворота  $\alpha$  ведущего и  $\beta$  ведомого валов при их вращении можно выразить следующей формулой

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma,$$

где  $\alpha$  — угол поворота ведущего вала при вращении, ...°;  $\beta$  — угол поворота ведомого вала при вращении, ...°;  $\gamma$  — угол между валами, ...°.

Из формулы следует, что неравномерность вращения ведомого вала по отношению к ведущему валу зависит от значения  $\cos \gamma$ . Неравномерность тем больше, чем больше угол  $\gamma$  между валами. Поэтому такой шарнир называется асинхронным, или шарниром неравных угловых скоростей.

Неравномерность вращения карданной передачи устраняется установкой второго шарнира.

*Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей* привода заднего ведущего моста передают вращающий момент от КП 7 (рис. 4.20, б) к ведущему валу 14 главной передачи 13, расположенной в картере ведущего моста автомобиля. Эта передача состоит из основного 12 и промежуточного 9 карданных валов, промежуточной опоры 10, двух конечных карданных шарниров 8 неравных угловых скоростей и промежуточного карданного шарнира 11 неравных угловых скоростей. Промежуточный карданный шарнир 11 связан с основным карданным валом 12 при помощи шлицов. Основной карданный вал имеет два карданных шарнира,

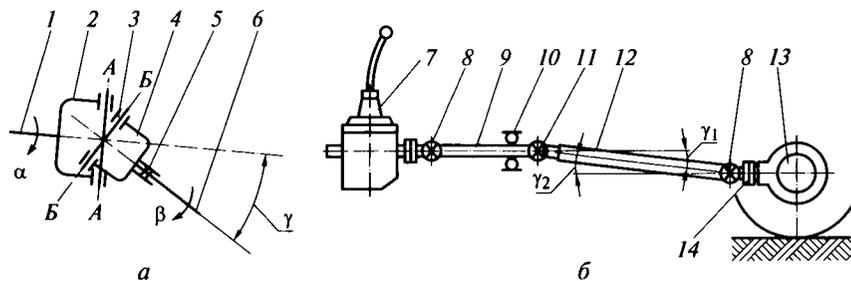


Рис. 4.20. Карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей:

$a$  — кинематическая схема карданного шарнира;  $b$  — схема карданной передачи; 1, 6 — ведущий и ведомый валы; 2, 4 — ведущая и ведомая вилки; 3 — крестовина; 5 — шлицевое соединение; 7 — коробка передач; 8 — конечный карданный шарнир неравных угловых скоростей; 9, 12 — промежуточный и основной карданные валы; 10 — промежуточная опора; 11 — промежуточный карданный шарнир неравных угловых скоростей; 13 — главная передача ведущего моста; 14 — ведущий вал главной передачи;  $\alpha$ ,  $\beta$  — углы поворота ведущего и ведомого валов шарнира при их вращении;  $\gamma$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  — углы между валами;  $AA$ ,  $BB$  — оси крестовины

что обеспечивает равномерное вращение ведущего вала 14 главной передачи.

Равномерное вращение ведущего вала 14 главной передачи возможно при следующих условиях: углы между карданными валами промежуточным 9 и основным 12, а также между основными карданным валом 12 и ведущим валом 14 главной передачи равны между собой, т. е.  $\gamma_1 = \gamma_2$ ; вилки шарниров, соединенные с основным карданным валом 12 находятся в одной плоскости; валы 9, 12 и 14 также находятся в одной плоскости.

При соблюдении указанных условий неравномерности угловых перемещений шарниров, установленных в начале и конце основного карданного вала 12, взаимно компенсируются, и данная карданная передача в целом является синхронной, т. е. представляет собой карданную передачу равных угловых скоростей. Карданная передача с двумя сочленениями может применяться при углах между валами не более 20... 30°.

При вращении из-за неравномерного распределения массы по сечению карданного вала появляется центробежная сила, изгибающая его в поперечной плоскости и вызывающая поперечные колебания вала. Это создает дополнительные нагрузки на детали карданной передачи и уменьшает ресурс работы. Для повышения надежности передачи карданный вал изготавливают из тонкостенной трубы большого диаметра и делают по возможности меньшей длины.

Карданная передача автомобиля, выполненная по рассмотренной схеме, показана на рис. 4.21. В данную конструкцию входят передний, промежуточный и задний карданные шарниры, промежуточный 3 и основной 10 карданные валы и кронштейн 17 промежуточной опоры с подшипником 18. Промежуточный карданный шарнир неравных угловых скоростей состоит из вала 20, выполненного как одно целое с ведущей вилкой 9, ведомой вилки 8 и соединяющей их крестовины 14. Вал 20 с помощью шлицов 19 соединен с промежуточным карданным валом 3. Шлицевое соединение обеспечивает возможность изменения длины карданной передачи в процессе ее работы. Между цапфами крестовин и осями вилок установлены игольчатые подшипники, стаканы 13 которых от осевых смещений и проворачивания удерживают крышки 15, входящие выступами в торцовые пазы стаканов. Вытеканию смазки из игольчатых подшипников препятствуют резиновые манжеты 16, а из шлицевого соединения — резиновые кольца 5 и войлочный сальник 6. Шлицевое соединение защищено от проникновения грязи прорезиненным чехлом 7. Смазку к игольчатым подшипникам нагнетают через масленки. Шлицевое соединение смазывают при сборке карданной передачи.

Промежуточный 3 и основной 10 карданные валы изготовлены из тонкостенных труб. Спереди к промежуточному карданному

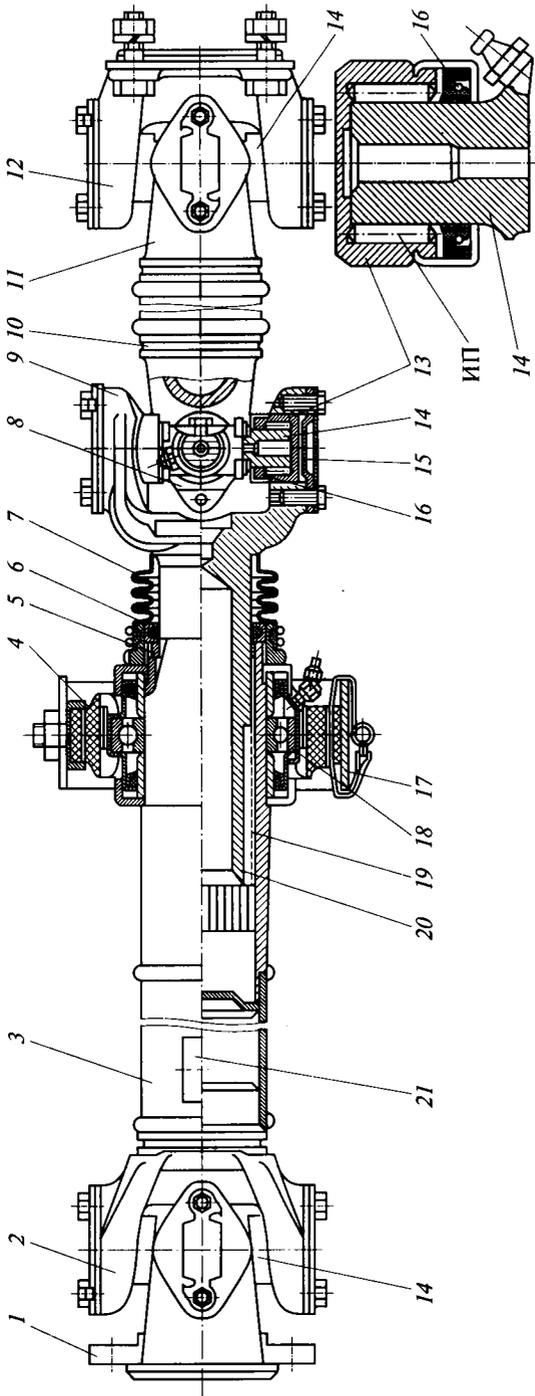


Рис. 4.21. Карданная передача автомобиля:

1, 2 — ведущая и ведомая вилки переднего карданного шарнира; 3 — промежуточный карданный вал; 4 — резиновая подушка промежуточной опоры; 5 — резиновое кольцо; 6 — войлочный сальник; 7 — прорезиненный чехол; 8, 9 — ведомая и ведущая вилки промежуточного карданного шарнира; 10 — основной карданный вал; 11, 12 — ведущая и ведомая вилки заднего карданного шарнира; 13 — стакан; 14 — крышка; 15 — крышка; 16 — резиновая манжета; 17 — кронштейн промежуточной опоры; 18 — подшипник промежуточной опоры; 19 — шлицы; 20 — вал ведущей вилки промежуточного карданного шарнира; 21 — балансирно-вочные пластины; ИП — иголки подшипника

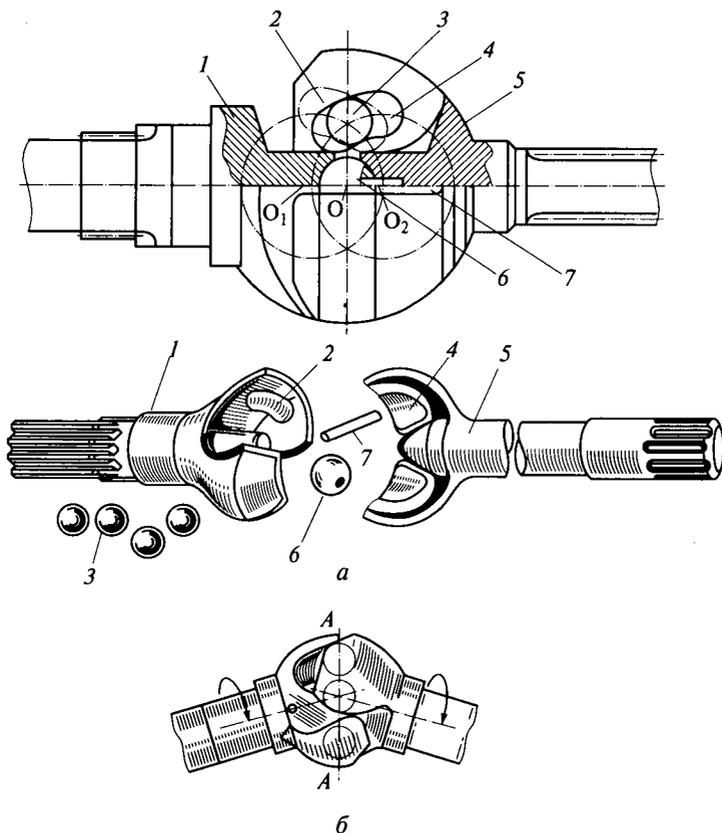


Рис. 4.22. Шариковый карданный шарнир равных угловых скоростей с делительными канавками:

*a* — устройство шарнира; *b* — принцип действия; 1, 5 — вилки; 2, 4 — делительные канавки; 3 — шарик; 6 — центрирующий шарик; 7 — штифт; *O* — центр шарнира;  $O_1$  — центр окружности средней линии делительной канавки 2;  $O_2$  — центр окружности средней линии делительной канавки 4; *AA* — биссекторная плоскость

валу 3 приварена ведомая вилка 2 переднего карданного шарнира, а ведущая вилка 1 этого шарнира соединена с фланцем вторичного вала КП. Ведомая вилка 8 промежуточного шарнира и ведущая вилка 11 заднего карданного шарнира закреплены на основном карданном валу 10. Ведомая вилка 12 заднего шарнира соединена с фланцем ведущего вала главной передачи. Карданные валы после изготовления балансируют посредством приварных балансировочных пластин 21. Задним концом промежуточный карданный вал 3 опирается на промежуточную опору, закрепленную болтами на поперечине рамы автомобиля. Опора состоит из крон-

штейна 17 промежуточной опоры и подшипника 18, расположенного в резиновой подушке 4, которая гасит вибрации и уменьшает нагрузки на промежуточный вал. Нагрузки могут быть вызваны неточностью установки и деформациями рамы.

*Шарниры равных угловых скоростей (ШРУС)* по конструкции бывают шариковые, кулачковые и сдвоенные. Эти шарниры обычно применяются в приводе ведущих управляемых колес.

Наибольшее распространение получил *шариковый карданный шарнир равных угловых скоростей с делительными канавками*, показанный на рис. 4.22, а.

Вилки 1 и 5 в данном шарнире имеют по четыре делительные канавки 2 и 4, средние линии которых представляют собой окружности с одинаковыми радиусами и центрами  $O_1$  и  $O_2$ , равноудаленными от центра шарнира  $O$ . При сборке шарнира в канавки вилок, расположенных под прямым углом, закладывают четыре рабочих шарика 3. Предварительно между вилками устанавливается центрирующий шарик 6 на штифт 7, который входит в отверстия центрирующего шарика 6 и одной из вилок. Бывают шариковые шарниры, в которых центрирующий шарик устанавливают без штифта.

Принцип действия шарнира (рис. 4.22, б) состоит в том, что при передаче вращающего момента под углом, рабочие шарики шарниров располагаются в биссекторной плоскости  $AA$ , делящей угол между валами пополам, что обеспечивает равномерное вращение ведомого вала.

Так как рабочие шарики 3 расположены симметрично относительно центра шарнира, при передаче вращающего момента под углом их центры описывают окружности в биссекторной плоскости  $AA$ , при этом в передаче момента участвуют только два шарика. Шарнир может передавать момент под углом до  $40^\circ$ .

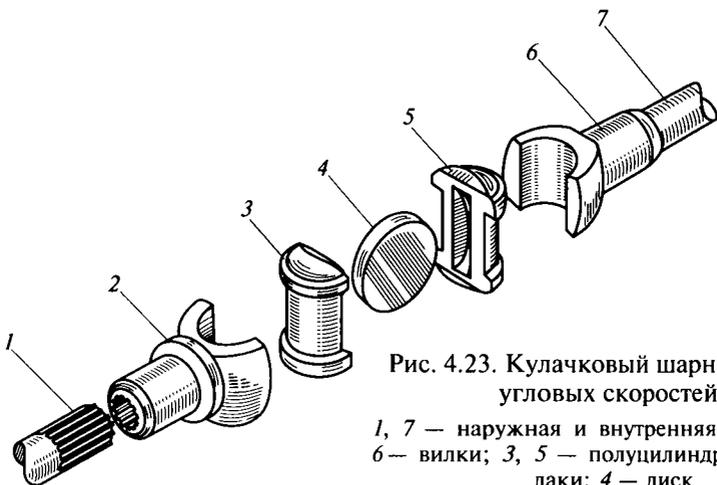


Рис. 4.23. Кулачковый шарнир равных угловых скоростей:

1, 7 — наружная и внутренняя полуоси; 2, 6 — вилки; 3, 5 — полуцилиндрические кулаки; 4 — диск

К достоинствам шарикового шарнира следует отнести больший, чем у других шарниров, КПД, благодаря чему увеличивает-ся срок его службы. В то же время они сложнее и дороже.

*Кулачковый шарнир равных угловых скоростей* (рис. 4.23) состоит из вилок 2 и 6, связанных с наружной 1 и внутренней 7 полуосями. В вилки 2 и 6 вставлены два полуцилиндрических кулака 3 и 5, в пазы которых входит диск 4, представляющий собой центральное звено шарнира. Перемещение валов при вращении происходит относительно цилиндрических поверхностей полуцилиндрических кулаков 3 и 5 и цилиндрической поверхности диска 4. Оси кулаков и диска расположены взаимно-перпендикулярно. Кулачковый шарнир проще и дешевле шариковых шарниров, но КПД его ниже.

В приводе к ведущим управляемым колесам иногда применяются также сдвоенные синхронные карданные шарниры — два карданных шарнира неравных угловых скоростей, выполненных в виде единого узла.

#### **4.8. Ведущие мосты автомобилей**

Ведущие мосты предназначены для передачи вращающего момента с карданного вала к ведущим колесам автомобиля, а также для восприятия сил, передающихся при движении от колес к подвеске.

Ведущие мосты по конструкции бывают неразрезные и разрезные.

*Неразрезной мост* имеет жесткую конструкцию в виде балки (цельной или составной). Балки ведущих мостов могут быть штампованными и литыми. Составные балки прочнее цельных, но их изготовление более трудоемко, а жесткость зависит от надежности выполненного соединения. На балке крепят рессоры, толкающие и реактивные штанги, фиксирующие мост относительно рамы (кузова). Балка ведущего моста является несущей и через нее вес машины передается на колеса.

*Разрезной мост* представляет собой шарнирную конструкцию, позволяющую правому и левому колесам перемещаться независимо одно относительно другого. Колеса ведущих мостов автомобилей могут быть либо только ведущими (задние мосты), либо одновременно ведущими и управляемыми (передние мосты).

Ведущие мосты состоят из главной передачи, дифференциала, привода ведущих колес, балки моста или устройства для передачи сил от ведущих колес к раме (кузову) автомобиля.

Основные требования, предъявляемые к ведущему мосту: по возможности меньшие габаритные размеры для получения наибольшего дорожного просвета и небольшая масса.

*Главная передача* предназначена для увеличения вращающего момента, передаваемого к ведущим колесам. В автомобилях с продольным расположением трансмиссии главная передача, кроме этого, поворачивает направление передачи вращающего момента на  $90^\circ$ . Конструкция главных передач должна обеспечивать необходимое передаточное число, высокий КПД, минимальные габаритные размеры и массу, а также плавную и бесшумную работу.

В зависимости от типа зубчатой передачи различают шестеренные (цилиндрические или конические) и червячные главные передачи. Червячные передачи из-за меньшего, чем у шестеренных передач, КПД получили ограниченное применение. Шестеренные главные передачи могут быть одинарными и двойными.

*Одинарная главная передача* представляет собой пару конических шестерен с криволинейными зубьями. В отличие от главной передачи с пересекающимися осями (рис. 4.24, *а*) в передаче с гипоидным зацеплением (рис. 4.24, *б*) оси скрещиваются и смещение  $S$  оси вала шестерни относительно центра зубчатого колеса составляет обычно 50...60 мм. Основным преимуществом использования гипоидного зацепления является повышенная долговечность передачи, так как с увеличением смещения оси вала ведущей шестерни возрастает число зубьев, находящихся в зацеплении. Это обеспечивает также большую плавность и бесшумность работы передачи по сравнению с другими типами главных передач. Кроме того, положение оси ведущей шестерни позволяет ниже расположить кузов, а следовательно, и центр массы автомобиля, что повышает его устойчивость.

В гипоидных передачах применяются специальные сорта смазывающих средств (гипоидные смазки), так как у них относительное скольжение зубьев больше, чем у конических передач других типов. Одинарные главные передачи используются на легковых автомобилях, а также на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

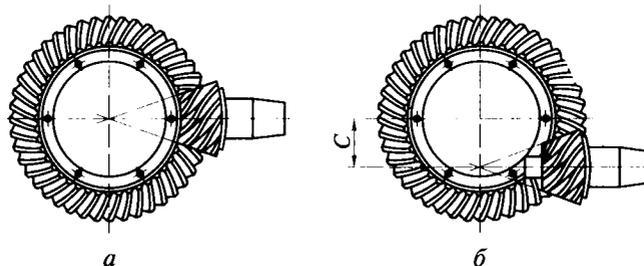


Рис. 4.24. Одинарная главная передача с коническими шестернями:  
*а* — с пересекающимися осями; *б* — со скрещивающимися осями (гипоидная);  
 $C$  — смещение оси вала шестерни относительно центра зубчатого колеса

На рис. 4.25, *a* показана конструкция одинарной главной передачи грузовых автомобилей ГАЗ с кулачковым дифференциалом. Ведущий вал-шестерня 9 исполнен как единая деталь, ведомая шестерня 26 закреплена на корпусе 22 кулачкового дифференциала. Шестерни вместе с дифференциалом размещены в картере 19 главной передачи и вращаются на роликоподшипниках 6, 16, 29 и 18.

Регулировка зазора в зацеплении конических шестерен осуществляется регулировочными прокладками 5 под фланцем стакана 14, в котором размещен ведущий вал-шестерня 9. Для предот-

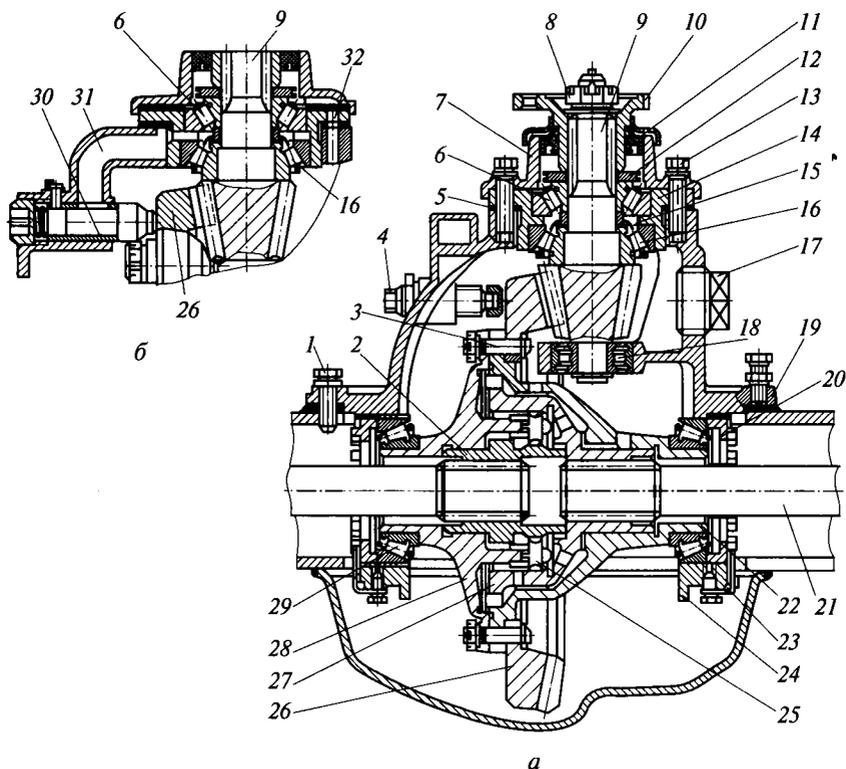


Рис. 4.25. Одинарная главная передача с кулачковым дифференциалом ведущих мостов грузовых автомобилей ГАЗ:

*a* — конструкция главной передачи; *б* — устройство для смазывания подшипников; 1, 13 — болты; 2 — внутренняя звездочка; 3 — болт крепления ведомой шестерни к корпусу дифференциала; 4 — винт упора; 5, 15 — регулировочные прокладки; 6, 16, 29 — конические роликоподшипники; 7, 24 — крышки; 8, 20 — гайки; 9 — ведущий вал-шестерня; 10 — фланец; 11 — манжета; 12 — маслосгонное кольцо; 14 — стакан; 17 — маслосливная пробка; 18 — цилиндрический роликоподшипник; 19 — картер главной передачи; 21 — полуось; 22 — корпус кулачкового дифференциала; 23 — стопорная пластина; 25 — кулачок; 26 — ведомая шестерня; 27 — наружная звездочка; 28 — сепаратор; 30 — втулка; 31 — верхний канал; 32 — нижний канал

вращения больших деформаций ведомой шестерни под действием сил от передаваемого момента в картере 19 главной передачи установлен упор, регулируемый винтом 4.

Для принудительного смазывания конических подшипников вала-шестерни 9 (рис. 4.25, б) применяется маслосъемная втулка 30. Масло, увлекаемое вращающейся ведомой шестерней 26, собирается маслосъемной втулкой в момент их соприкосновения, и далее из маслосъемной втулки масло по верхнему каналу 31 подводится к коническим роликоподшипникам б и 16, а по нижнему каналу 32 отводится от них.

*Двойная главная передача* применяется в тех случаях, когда необходимы большие передаточные числа, но из-за больших размеров ведомого зубчатого колеса уменьшается дорожный просвет и невозможно применить одинарную коническую передачу. Шестерни в двойных главных передачах на первой ступени обычно конические, а на второй цилиндрические. Цилиндрические шестерни делают с косыми зубьями.

Двойные главные передачи бывают *центральные*, их выполняют в одном картере (рис. 4.26), располагая в середине моста, или *разнесенные*, где каждая ступень передачи выполняется отдельно. В двойных разнесенных главных передачах пару цилиндрических шестерен — ведущую 2 (рис. 4.27) и ведомую 3 переносят к колесам. В некоторых конструкциях главных передач вторую ступень делают планетарной. Конструкция отдельных узлов двойной главной передачи аналогична конструкции одинарной главной передачи.

*Опоры и подшипники* шестерен главной передачи выбирают из условия получения заданной долговечности и максимальной жесткости конструкции. Ведущая коническая шестерня главной передачи может быть смонтирована консольно (опоры с одной стороны, как показано на рис. 4.27) или в опорах, расположенных с обеих ее сторон (см. поз. 16, 18 на рис. 4.25 и поз. 8, 13 на рис. 4.26).

При применении опор с обеих сторон ведущей шестерни конструкция обладает большей жесткостью, чем при консольном варианте, но усложняется обработка картера. Такое решение используется в тех случаях, когда через главную передачу передается большой вращающий момент, который может вызвать значительные деформации вала. Данная конструкция получила распространение почти на всех современных грузовых автомобилях, а консольная конструкция — на большинстве легковых автомобилей.

*Дифференциал* служит для распределения вращающего момента между ведущими мостами или колесами автомобиля в определенной пропорции, позволяющей им в то же время вращаться с разными угловыми скоростями.

При повороте или движении автомобиля по неровной дороге колеса должны проходить разные по величине пути. Если колеса

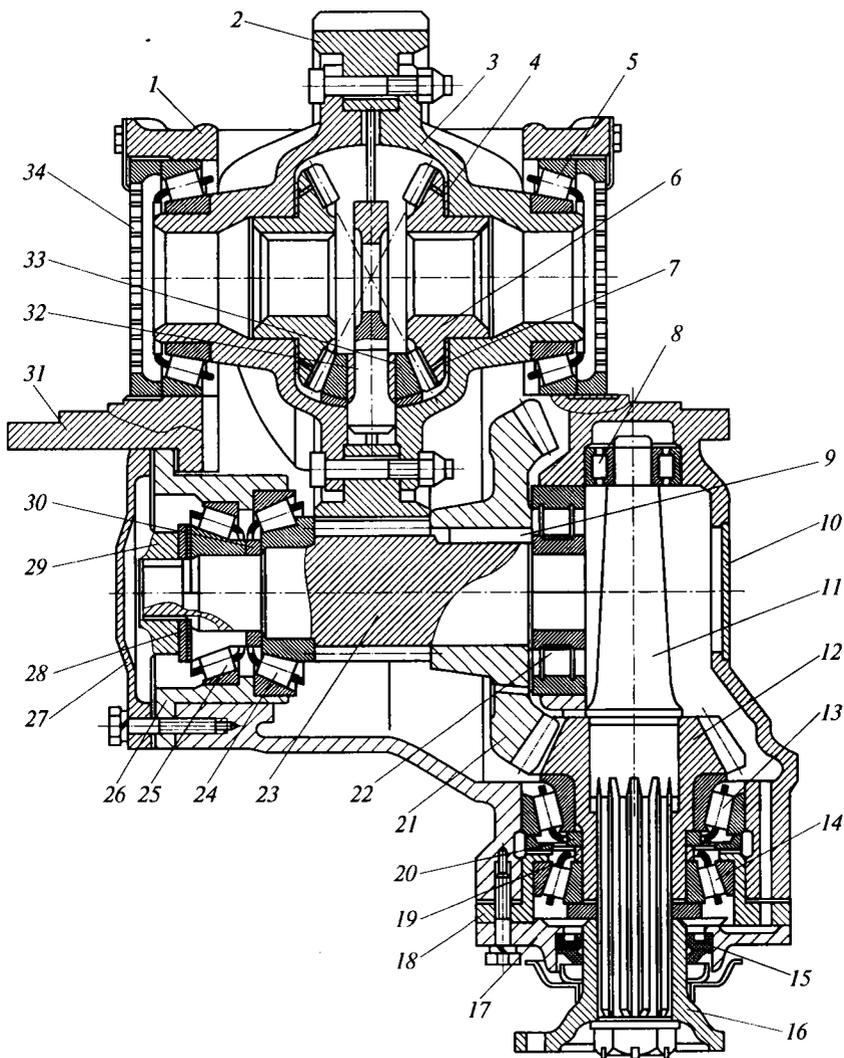


Рис. 4.26. Центральная двойная главная передача и шестеренный дифференциал переднего ведущего моста автомобиля КамАЗ-4310:

1 — крышка подшипника; 2 — ведомое цилиндрическое колесо; 3 — корпус дифференциала; 4 — опорная шайба полуосевой шестерни дифференциала; 5, 13, 14, 24, 25 — конические роликоподшипники; 6 — полуосевая шестерня дифференциала; 7 — опорная шайба сателлита; 8, 22 — цилиндрические роликоподшипники; 9 — шпонка; 10 — заглушка; 11 — ведущий вал; 12 — ведущая коническая шестерня; 15 — сальник; 16 — фланец ведущего вала; 17, 27 — крышки; 18, 26 — стаканы подшипников; 19, 30 — регулировочные шайбы; 20 — распорная втулка; 21 — ведомая коническая шестерня; 23 — ведущая цилиндрическая вал-шестерня; 28 — шайба; 29 — гайка; 31 — картер главной передачи; 32 — крестовина дифференциала; 33 — сателлит; 34 — регулировочная гайка

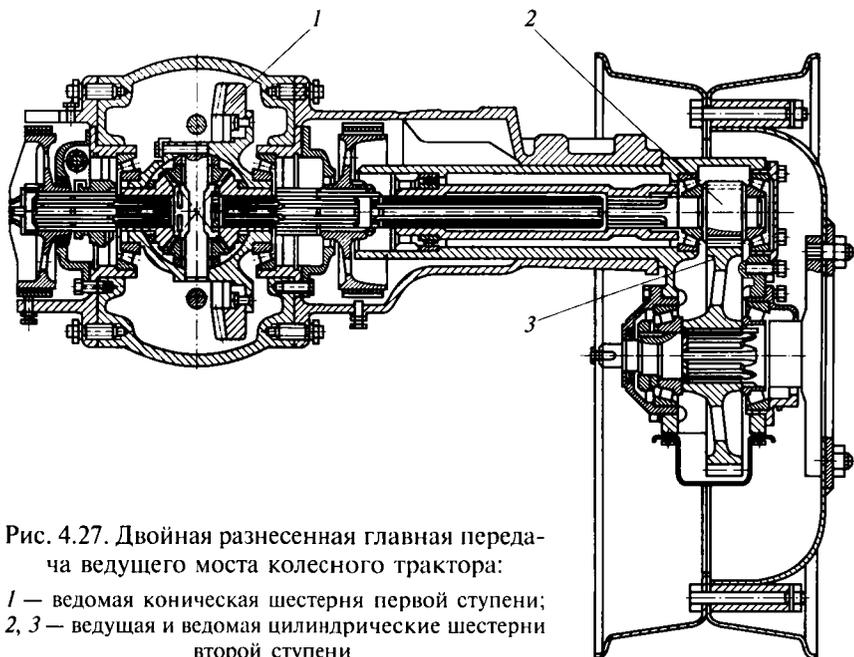


Рис. 4.27. Двойная разнесенная главная передача ведущего моста колесного трактора:

1 — ведомая коническая шестерня первой ступени;  
 2, 3 — ведущая и ведомая цилиндрические шестерни второй ступени

моста соединить между собой валом, то угловые скорости колес будут равны. Разность путей, проходимых колесами, должна в этом случае компенсироваться проскальзыванием или пробуксовыванием шин относительно дороги, вызывая интенсивное их изнашивание.

Такое явление также возможно при движении по ровной дороге в случае, когда различаются радиусы ведущих колес. Радиусы колес могут быть неодинаковыми по причине неравномерного изнашивания протекторов, разного давления в шинах или несимметричного приложения нагрузки. Это сопровождается явлениями изнашивания не только шин, но и деталей, связывающих ведущие колеса и мосты, а также перерасходом топлива в связи с затратой дополнительной мощности двигателя на пробуксовку колес. При этом затрудняется поворот машины и снижается ее боковая устойчивость. Для устранения подобных явлений у автомобилей и колесных тракторов служит дифференциал.

В зависимости от характера распределения вращающего момента *дифференциалы* бывают *симметричные* (рис. 4.28, а) и *несимметричные* (рис. 4.28, б). Симметричный дифференциал конструктивно объединяется с главной передачей ведущего моста.

На грузовых автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами в конструкции раздаточной коробки часто применяется несимметричный межосевой дифференциал, кото-

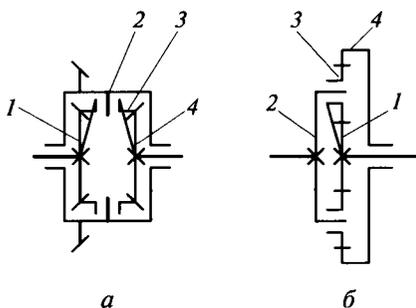


Рис. 4.28. Кинематические схемы дифференциалов:

*a* — симметричные; *б* — несимметричные; 1, 4 — полуосевые шестерни; 2 — корпус дифференциала (водило); 3 — сателлиты

рый распределяет вращающий момент двигателя между передним и задним ведущими мостами пропорционально весу машины, приходящемуся на них.

По конструкции *дифференциалы* бывают *шестеренные* (см. поз. 6 и 33 на рис. 4.26), *кулачковые* (см. поз. 2, 25, 27 и 28 на рис. 4.25), *червячные* и *с механизмом свободного хода*.

По способу блокировки дифференциалы бывают *неблокируемые*, *блокируемые принудительно* и *самоблокирующиеся*.

Дифференциал должен обладать высоким КПД и малой массой, работа его должна быть бесшумной.

Рассмотрим закономерности распределения дифференциалом частоты вращения и вращающего момента между ведущими колесами моста.

*Межколесный дифференциал* (рис. 4.29) представляет собой планетарный механизм, состоящий из корпуса 3 дифференциала (ведущее звено), сателлитов 6, левой и правой полуосевых шестерен 5, соединенных соответственно с левым и правым ведущими колесами. При вращении корпуса дифференциала 3 с частотой вращения  $n_3$  левая и правая полуосевые шестерни 5 могут вращаться с частотой вращения  $n_1$  и  $n_2$ . Для планетарных механизмов важной характеристикой является величина  $K$  — отношение радиусов  $r_2$  и  $r_1$  полуосевых шестерен соответственно правой и левой полуосей:

$$K = \frac{r_2}{r_1}.$$

Частоты вращения элементов дифференциала связаны между собой уравнением

$$n_1 - n_3 = -K(n_2 - n_3),$$

где  $n_1$ ,  $n_2$  — частота вращения левой и правой полуосей, мин<sup>-1</sup>;  $n_3$  — частота вращения корпуса дифференциала, мин<sup>-1</sup>.

Знак минус у величины  $K$  указывает на то, что при остановке корпуса 3 дифференциала ( $n_3 = 0$ ) полуосевые шестерни могут вращаться в противоположные стороны, т.е.  $n_1 = -n_2$ .

Для симметричных дифференциалов, у которых  $K = 1$ , т.е. полуосевые шестерни имеют одинаковые диаметры, уравнение принимает вид

$$n_1 + n_2 = 2n_3.$$

Из условия равновесия межколесного дифференциала под действием моментов, приложенных к его элементам, можно записать уравнение моментов, Н·м:

$$M_3 = M_1 + M_2,$$

где  $M_3$  — вращающий момент, подведенный к дифференциалу;  $M_1, M_2$  — вращающие моменты, передаваемые от дифференциала на левое и правое ведущие колеса.

Соотношения между моментами  $M_1, M_2$  и  $M_3$  легко установить из равновесия сателлита относительно точки  $O$  под действием сил  $P_1$  и  $P_2$ . При этом силы трения между элементами дифференциала не учитываются. Зная радиус сателлита  $r_c$ , получим  $P_1 r_c - P_2 r_c = 0$ . Из этого находим, что  $P_1 = P_2$ .

Из кинематической схемы на рис. 4.29 следует, что  $M_1 = P_1 r_1$  и  $M_2 = P_2 r_2$ . Поскольку  $r_2 = r_1$ , получим

$$M_1 = M_2.$$

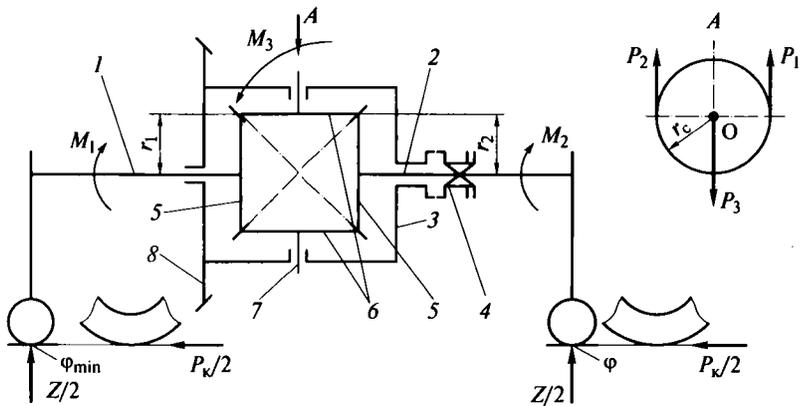


Рис. 4.29. Кинематическая схема межколесного дифференциала

1, 2 — левая и правая полуоси; 3 — корпус дифференциала (водило); 4 — зубчатая муфта; 5 — левая и правая полуосевые шестерни; 6 — сателлиты; 7 — ось сателлита; 8 — ведомая шестерня главной передачи;  $P_1, P_2$  — силы в точках зацепления сателлита с полуосевыми шестернями соответственно левой и правой полуосей;  $P_3$  — сила на оси сателлита;  $r_c$  — радиус сателлита;  $M_1, M_2$  — вращающие моменты соответственно на левой и правой полуосях;  $M_3$  — вращающий момент на корпусе дифференциала;  $P_k/2$  — сила тяги на колесе;  $Z/2$  — реакция грунта под колесом;  $r_1, r_2$  — радиусы полуосевых шестерен соответственно левой и правой полуосей;  $\varphi$  — коэффициент сцепления;  $\varphi_{\min}$  — то же, минимальный

С учетом уравнения моментов дифференциала получаем

$$M_1 = M_2 = 0,5 M_3,$$

что и отличает симметричный межколесный дифференциал от несимметричного межосевого дифференциала, у которого  $K \neq 1$ . Соответственно у несимметричного межосевого дифференциала полуосевые шестерни имеют разные диаметры, что обеспечивает подведение разных моментов к мостам.

Распределение вращающего момента симметричным дифференциалом поровну между ведущими колесами является положительным свойством при движении автомобиля по дороге с высоким коэффициентом сцепления  $\varphi$  в случае, когда на каждое колесо действует одинаковая реакция грунта  $Z/2$ . При этом уменьшается нагруженность привода колес, уменьшается изнашивание шин, снижается расход топлива и не создается момент сопротивления повороту вследствие симметричности приложения сил.

Однако проходимость автомобиля с симметричным дифференциалом ухудшается, когда одно из колес попадает на участок дороги с низкими сцепными свойствами. Вращающий момент на этом колесе уменьшается до значения, ограниченного коэффициентом  $\varphi_{\min}$  сцепления колеса с дорогой. Поскольку моменты на левом и правом ведущих колесах должны быть равны, такой же вращающий момент действует и на колесо, находящееся на участке с высоким коэффициентом  $\varphi$  сцепления колеса с дорогой.

Если суммарный вращающий момент недостаточен для движения автомобиля, то колесо, попавшее на участок дороги с низким коэффициентом  $\varphi_{\min}$  сцепления с дорогой, начнет буксовать, т.е. вращаться быстрее корпуса дифференциала и соответственно быстрее колеса, находящегося на участке с высоким коэффициентом  $\varphi$  сцепления колеса с дорогой. Для устранения этого недостатка применяется блокировка дифференциала.

*Механизм блокировки дифференциала*, повышающий проходимость автомобиля, связывает между собой ведущие колеса, в результате чего они вращаются с одинаковыми угловыми скоростями. Каждое колесо при этом начинает передавать вращающий момент в зависимости от своего коэффициента сцепления с дорогой. Это позволяет использовать полностью сцепной вес на ведущем мосту при создании силы тяги  $P_k$ . Для блокировки используется зубчатая муфта 4 (см. рис. 4.29), которая жестко связывает левую полуось с корпусом дифференциала, и взаимное перемещение элементов дифференциала невозможно. Включение принудительной блокировки осуществляется водителем.

Для автоматического включения и выключения блокировки в процессе движения машины применяются самоблокирующиеся

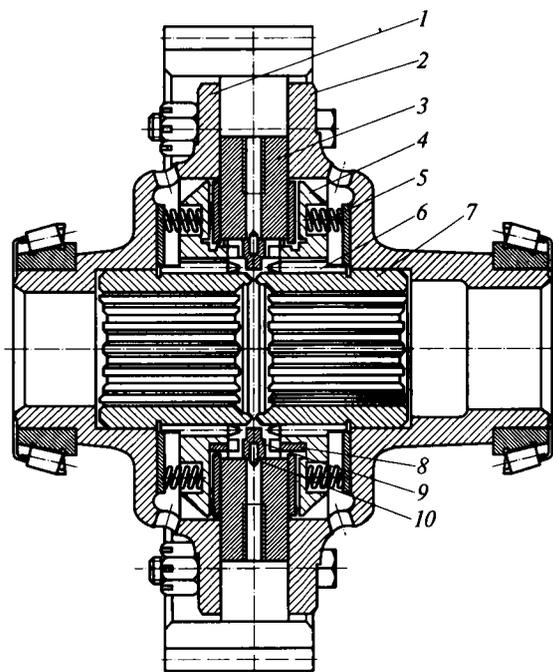
дифференциалы. Самоблокирующиеся дифференциалы бывают двух типов: повышенного трения и свободного хода.

Принцип действия *дифференциала повышенного трения* основан на искусственном увеличении сил внутреннего трения, в результате которых осуществляется самоблокировка дифференциала. К этому типу относятся дифференциалы с фрикционными дисками, кулачковый (см. рис. 4.25) и червячный.

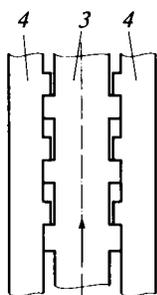
В качестве примера рассмотрим тип *дифференциала с механизмом свободного хода*. Широкое применение он находит в конструкции ведущих мостов колесных тракторов, предназначенных для работы в тяжелых дорожных условиях. Ведущая муфта 3 (рис. 4.30, а) дифференциала закреплена между двумя половинами 1 и 2 коробки дифференциала и своими торцовыми зубьями сцепляется с зубьями полуосевых муфт 4. Когда оба колеса испытывают одинаковое сопротивление и вращаются с одинаковой угловой скоростью, ведущая муфта 3 передает вращение к полуосевым муфтам 4, как это показано на рис. 4.30, б. Полуосевые муфты 4 передают усилие к полуосям через ступицы 7 посредством наружных и внутренних шлицов. Внутри ведущей муфты 3 имеется центральная вставка 9 с трапецеидальными зубьями, закрепленная в ней стопорным кольцом 10. С этими зубьями сцепляются внутренние зубья полуосевой муфты 4.

Если одно из колес (например, правое) при буксовании стремится увеличить угловую скорость и обогнать ведущую муфту 3, то трапецеидальные зубья начнут отжимать полуосевую муфту 4, сжимая пружины 5, и выводить зубья ведущей муфты 3 дифференциала из зацепления с наружными зубьями полуосевой муфты 4 (рис. 4.30, в), и передача усилия к обгоняющему колесу прекращается. Однако на следующей впадине трапецеидальные зубья снова включатся и выключатся. При этом дифференциал работает с щелчками в соответствии с кратковременными включениями, т.е. в пульсирующем режиме, который приводит к ускоренному изнашиванию деталей. Для устранения пульсации вводят запорное кольцо 8 (см. рис. 4.30, а), перемещение которого ограничивается удлиненными зубьями зубчатого зацепления 6 таким образом, что оно после первого выключения полуосевой муфты 4 удерживает ее в выключенном положении в течение всего времени, пока она стремится обгонять ведущую муфту 3 дифференциала (рис. 4.30, г).

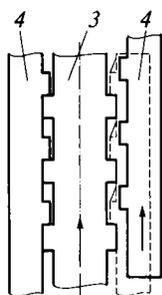
*Привод к ведущим колесам* осуществляется с помощью валов, называемых полуосями, которые подводят вращающий момент от дифференциала. В зависимости от того, управляемые или неуправляемые ведущие колеса, а также наличия колесного редуктора вращающий момент может передаваться валом и шарниром равных угловых скоростей; валом через колесный редуктор; полуосяю, соединяющей непосредственно ведущее колесо с дифференциалом.



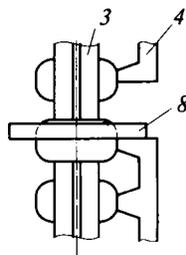
*a*



*б*



*в*



*г*

Рис. 4.30. Дифференциал с механизмом свободного хода:

*a* — конструкция дифференциала; *б* — положение муфт дифференциала при одинаковых угловых скоростях вращения колеса; *в* — положение муфт дифференциала в случае, когда правое колесо стремится обогнать ведущую муфту дифференциала; *г* — положение запорного кольца в случае, когда правая полуосевая муфта стремится обогнать ведущую муфту дифференциала; 1, 2 — половины коробки дифференциала; 3 — ведущая муфта дифференциала; 4 — полуосевая муфта; 5 — пружина; 6 — зубчатое зацепление полуосевой муфты 4 и ступицы 7; 7 — ступица; 8 — запорное кольцо; 9 — центральная вставка; 10 — стопорное кольцо;  $\longrightarrow$  — направление перемещения муфт дифференциала

Полуоси могут быть нагружены вертикальной силой  $Z$  (рис. 4.31, а), продольной толкающей  $P_X$  и поперечной  $P_Y$  силами, из которых последняя возникает при крене автомобиля и при взаимодействии колеса с неровностями. Кроме этого, полуось передает вращающий момент. В зависимости от конструкции подшипникового узла полуось ведущего колеса может быть либо нагружена изгибающим моментом от сил взаимодействия колес с дорогой, либо разгружена от него. По степени освобождения от действия изгибающих моментов полуоси условно делят на полуразгруженные, разгруженные на три четверти и полностью разгруженные.

*Полуразгруженная полуось* (см. рис. 4.31, а) опирается непосредственно на установленный в балке моста подшипник и работает на изгиб под действием сил  $Z$ ,  $P_X$  и  $P_Y$ . При этом изгибающие моменты сил  $Z$  и  $P_X$  незначительны, так как плечо  $b$  выбирают минимальным, а изгибающий момент поперечной силы  $P_Y$  может достигать значительной величины, так как плечо равно динамическому радиусу качения колеса  $r_d$ . По такой схеме выполняют полуоси легковых автомобилей.

*Разгруженная на три четверти полуось* (рис. 4.31, б) конструктивно отличается от первой тем, что ведущее колесо опирается одновременно на полуось и на балку моста через один подшип-

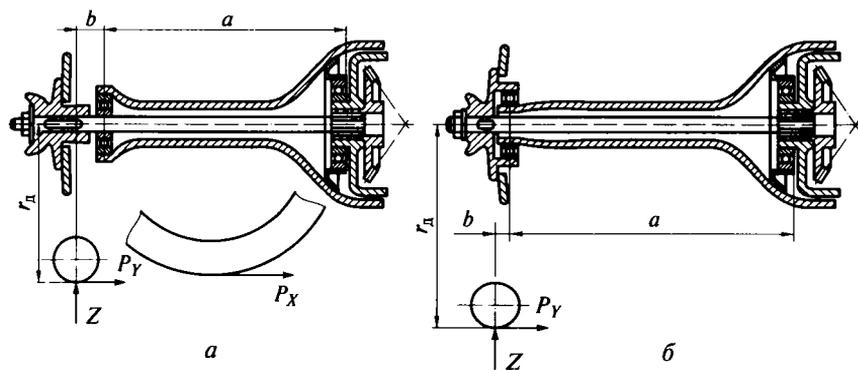
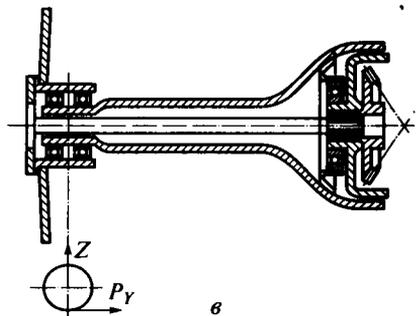


Рис. 4.31. Схемы подшипниковых узлов с полуосями:

а — полуразгруженная полуось; б — разгруженная на три четверти полуось; в — полностью разгруженная полуось; а — расстояние между опорами полуоси; б — плечо действия вертикальной и продольной сил;  $r_d$  — динамический радиус качения колеса;  $P_X$  — продольная сила;  $P_Y$  — поперечная сила;  $Z$  — вертикальная сила



ник, поэтому полуось работает на изгиб лишь от поперечной силы  $P_y$ . Изгибающие моменты от сил  $Z$  и  $P_x$  воспринимаются балкой моста. Эта схема применяется редко.

*Полностью разгруженная полуось* (рис. 4.31, в) обычно применяется в грузовых автомобилях. Ведущее колесо через подшипниковый узел опирается непосредственно на балку моста. Благодаря тому, что подшипники несколько разнесены, изгибающие моменты сил  $Z$ ,  $P_x$  и  $P_y$  взаимодействия колеса с дорогой воспринимаются балкой моста, не нагружая полуось, которая работает только на кручение.

Особенность переднего ведущего моста автомобилей высокой проходимости состоит в том, что его передние колеса одновременно являются ведущими и управляемыми. Вследствие этого в ведущий мост вводятся дополнительные устройства, которые дают

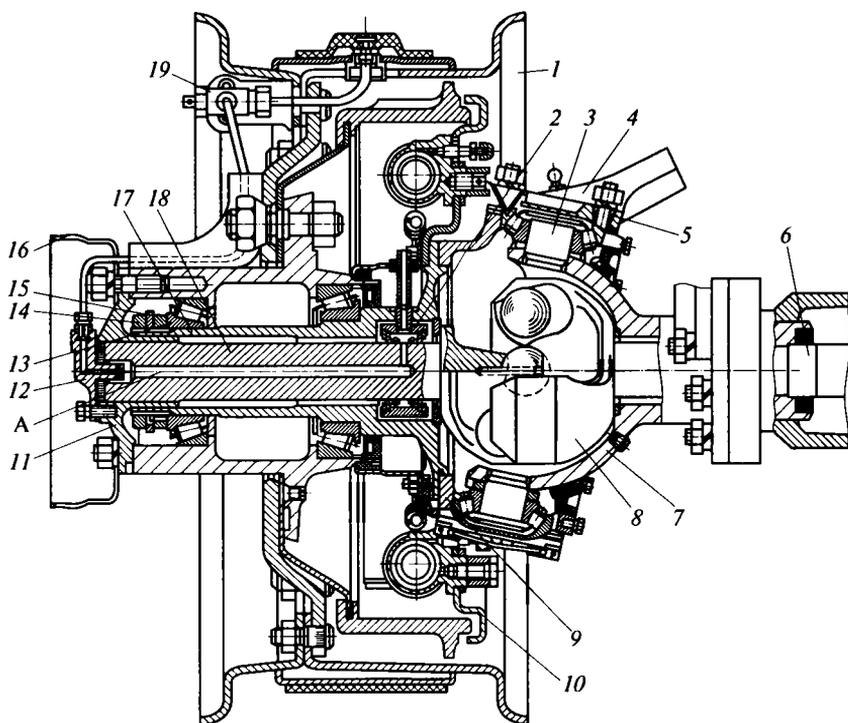


Рис. 4.32. Привод переднего ведущего управляемого колеса:

1 — колесо; 2 — манжеты; 3 — ось; 4 — поворотный рычаг; 5 — втулка; 6 — полуось; 7 — шаровая опора; 8 — шарнир равных угловых скоростей; 9 — цапфа; 10 — тормоз; 11 — ведущий фланец; 12 — крышка фланца со штуцером; 13, 14 — гайки подшипников; 15 — стопорная шайба; 16 — подножка; 17 — ступица; 18 — приводной вал; 19 — воздушный кран; А — канал для подвода воздуха в колеса

возможность передавать момент на управляемые колеса при их повороте.

Главная передача и дифференциал имеют такую же конструкцию, как главная передача и дифференциал заднего ведущего моста.

На рис. 4.32 показана конструкция привода переднего ведущего колеса. Шарнир 8 равных угловых скоростей передает равномерное вращение с полуоси 6 на приводной вал 18 колеса при его повороте относительно осей 3 шаровой опоры 7.

#### 4.9. Ведущие мосты колесных тракторов

Конструкция ведущих мостов колесных тракторов во многом похожа на конструкцию мостов автомобилей.

Рассмотрим для примера конструкцию мостов колесного трактора К-703. Оба моста являются ведущими. Ведущий мост (рис. 4.33) состоит из корпуса, к которому сверху с двух сторон приварены по две накладки, служащие опорами крепления рессор. В середине корпуса моста находится главная передача, состоящая из ведущей 14 и ведомой 23 конических шестерен. Внутри главной передачи установлен самоблокирующийся дифференциал 17 свободного хода. Работа дифференциала с механизмом свободного хода была описана ранее.

Ведущая шестерня 14 выполнена как одно целое с валом и установлена на двух конических роликоподшипниках. На шлицевом хвостовике ведущей шестерни установлен фланец 15, к которому присоединена вилка карданного вала. Вращающий момент передается от ведомой конической шестерни 23 главной передачи на дифференциал 17 свободного хода и от него на валы 25, соединяющиеся с солнечными шестернями 2 колесных редукторов.

Колесные редукторы служат для передачи вращающего момента от ведомых шестерен главных передач к колесам трактора и для увеличения вращающего момента. Представляя собой редукторы планетарного типа, они состоят из ведущей солнечной шестерни 2, неподвижной коронной шестерни 26, которая жестко соединена с корпусом моста при помощи шлицов и водила 4. Ведущая солнечная шестерня 2 колесного редуктора приводит во вращение сателлиты 5, которые, перекатываясь по неподвижной коронной шестерне 26 внутреннего зацепления, вращают водило 4. Водило прикреплено болтами к ступице 6 и является ведущим элементом колеса.

На легких колесных тракторах вместо планетарных колесных редукторов широко используются одноступенчатые цилиндрические редукторы (см. поз. 3 и 4 на рис. 4.27).

При рассмотрении раздаточных коробок уже отмечалось, что у колесных тракторов с двумя ведущими мостами, так же как и

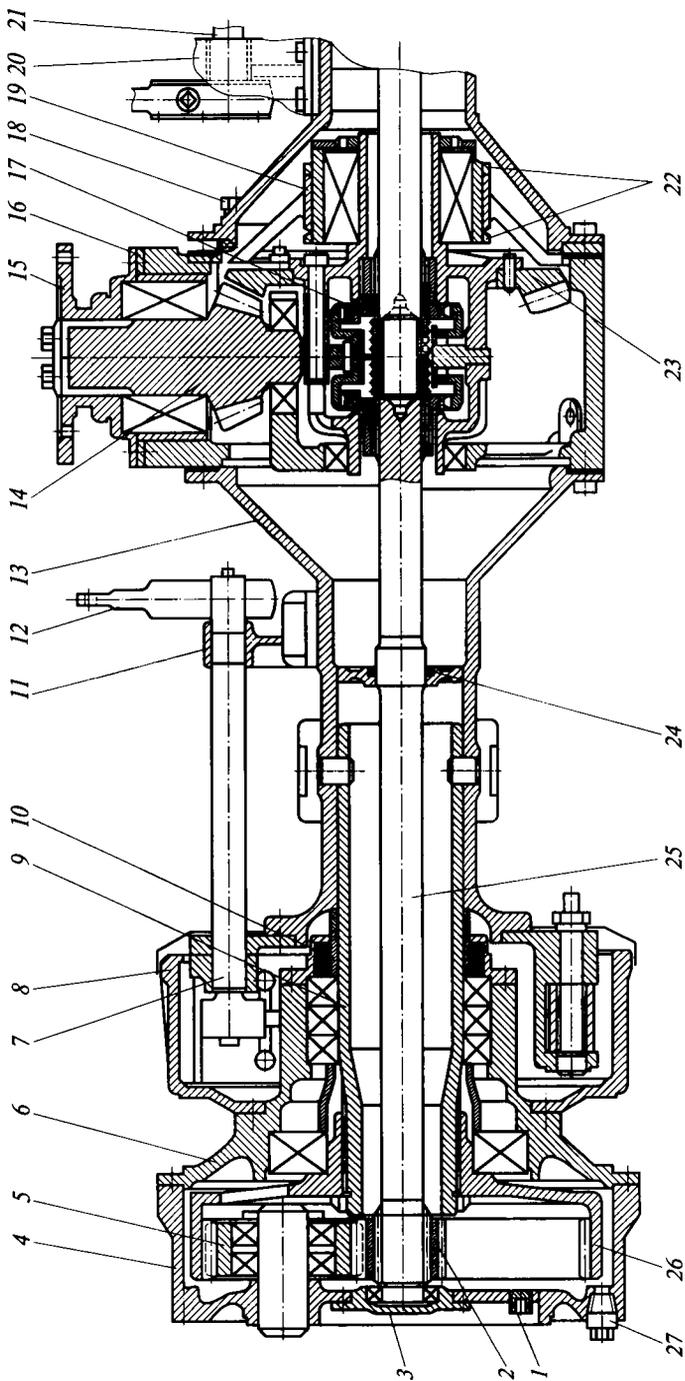


Рис. 4.33. Ведущий мост колесного трактора К-703:

1 — наливная пробка; 2 — солнечная шестерня; 3 — крышка; 4 — водило (ведущее колесо); 5 — спутник; 6 — ступица; 7, 21 — левый и правый тормозные кулаки; 8 — тормозной барабан; 9 — труба; 10 — втулка; 11, 20 — левый и правый кронштейны; 12 — рычаг тормоза; 13 — кожух полуоси; 14, 23 — ведущая и ведомая конические шестерни; 15 — фланец; 16 — регулировочные прокладки; 17 — дифференциал свободного хода; 18 — ограничитель; 19 — вставка; 22 — гайки кольцевые; 24 — уплотнение; 25 — вал; 26 — коронная шестерня; 27 — сливная пробка

у полноприводных автомобилей, нередко возникает циркулирующая мощность в трансмиссии из-за разных диаметров ведущих колес, которая приводит к дополнительной нагрузке на детали трансмиссии. Различие диаметров ведущих колес объясняется неодинаковым давлением в шинах, перераспределением нагрузки на колеса в процессе работы и другими причинами.

Для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности устанавливаются специальные механизмы в трансмиссии тракторов.

Кинематические схемы привода к переднему ведущему мосту колесных тракторов показаны на рис. 4.34.

В схеме с межосевым дифференциалом 1 (рис. 4.34, а) в трансмиссии предусматривается возможность ведущим колесам перед-

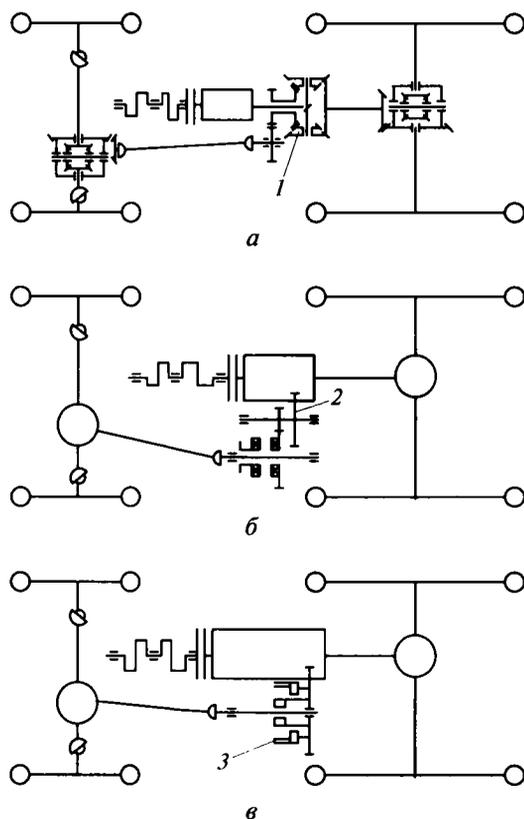


Рис. 4.34. Кинематические схемы привода к переднему ведущему мосту колесных тракторов:

а — с межосевым дифференциалом; б — с раздаточной коробкой; в — с муфтой свободного хода; 1 — межосевой дифференциал; 2 — подвижные шестерни; 3 — муфта свободного хода

ней и задней осей вращаться с разными угловыми скоростями, исключая дополнительные нагрузки на элементы трансмиссии.

Возможно также использование раздаточной коробки с принудительным отключением переднего моста. Привод осуществляется через подвижные шестерни 2 (рис. 4.34, б), служащие для включения и выключения переднего моста. Однако такая схема снижает КПД трансмиссии, а из-за отсутствия автоматического включения переднего моста затруднено управление трактором. Кроме того, при включенном переднем мосте дополнительная нагрузка на детали трансмиссии не снимается.

Более предпочтительной является схема, в которой в приводе к переднему мосту установлена роликовая муфта 3 (рис. 4.34, в) свободного хода. Такая муфта по сравнению с дифференциалом отличается простой конструкцией и меньшей массой, она автоматически включает и выключает передний мост. При работе, когда буксование отсутствует, окружные скорости колес равны и передний мост отключен. В тяжелых условиях работы, когда появляется буксование задних колес, окружная скорость передних колес становится меньше окружной скорости задних, муфта свободного хода заклинивается и автоматически включает привод к передним колесам.

Преимуществом подобных конструкций является автоматическое включение моста в тяжелых условиях работы, что повышает экономичность работы трактора.

#### **4.10. Ведущие мосты и механизмы поворота гусеничных машин**

Задний мост гусеничного трактора представляет собой объединенные в один блок главную передачу 3 (рис. 4.35), механизмы поворота 4, тормоза 5 и конечные передачи 6, вращающие ведущие колеса 7.

*Главная передача* (рис. 4.36) предназначена для передачи вращающего момента к механизмам поворота, изменения направления передачи вращающего момента от продольно расположенного вторичного вала КП на поперечно расположенный вал заднего моста, а также для увеличения передаточного числа трансмиссии.

Главная передача расположена в среднем отсеке картера заднего моста и состоит из ведущей конической шестерни 4, выполненной как одно целое с валом, и ведомой конической шестерни 5. Ведущая шестерня вращается на шариковом 2 и роликовом 1 подшипниках. Ведомая шестерня крепится к фланцу вала 8 заднего моста болтами 6. Вал заднего моста вращается на двух конических роликоподшипниках 7.

Детали главной передачи смазываются разбрызгиванием. Масло заправляется и сливается через соответствующие пробки главной передачи 2 и 11 (см. рис. 4.35).

Механизм поворота должен обеспечивать поворот гусеничной машины в любых условиях эксплуатации, не оказывать влияния на прямолинейное движение машины и минимально загружать двигатель на повороте. В настоящее время чаще всего применяются механизмы поворота с одной и двумя степенями свободы.

Механизмы поворота с одной степенью свободы — многодисковые фрикционные муфты поворота и планетарные механизмы — создают небольшую дополнительную нагрузку на двигатель при повороте и не влияют на устойчивость прямолинейного движения машин. Поэтому они наиболее распространены на гусеничных тракторах.

Многодисковые фрикционные муфты поворота относительно просты по конструкции, технологии изготовления и ремонта, но срок их службы мал — 1 500...2 000 ч. Планетарные механизмы поворота имеют преимущества по сравнению с фрикционными

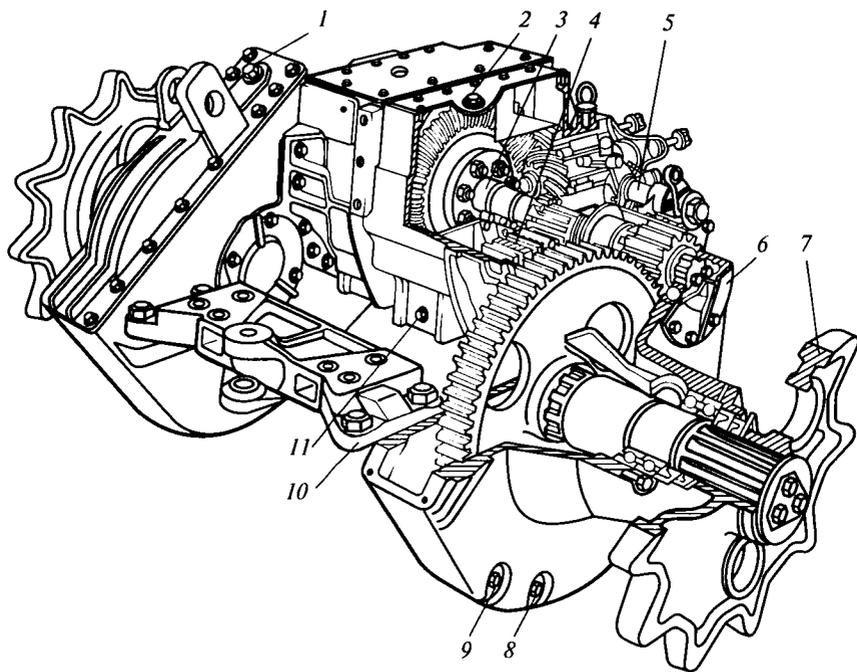


Рис. 4.35. Задний мост гусеничного трактора:

1, 2 — наливные пробки бортовой и главной передач; 3 — главная передача; 4 — механизм поворота; 5 — тормоз с механизмом управления; 6 — конечная передача; 7 — ведущее колесо; 8, 11 — сливные пробки бортовой и главной передач; 9 — контрольная пробка бортовой передачи; 10 — прицепной брус

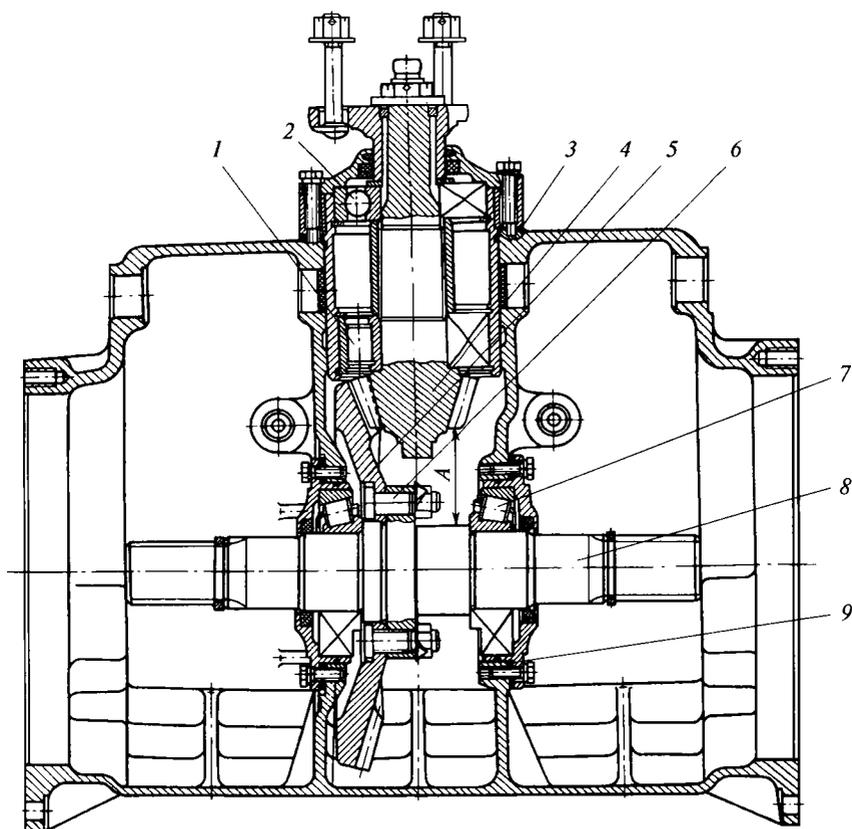


Рис. 4.36. Главная передача гусеничного трактора:

1 — роликоподшипник; 2 — шарикоподшипник; 3, 9 — регулировочные прокладки; 4 — ведущая коническая шестерня; 5 — ведомая коническая шестерня; 6 — болт; 7 — конический роликоподшипник; 8 — вал заднего моста; А — регулировочный размер

муфтами: большой срок службы; стабильность регулировок; меньшие усилия на рычагах управления; меньшие габаритные размеры и масса; увеличение передаточного числа трансмиссии, что позволяет уменьшить передаточное число главной передачи и КП и, как следствие, снизить нагрузки и повысить срок службы этих агрегатов.

Механизмы поворота с двумя степенями свободы объединяют в своей конструкции планетарный механизм и фрикционную муфту. Эти механизмы применяются в основном на тяжелых промышленных тракторах, например на ДЭТ-250.

На некоторых гусеничных тракторах (ОрТЗ-150Г, Т-150) устанавливаются двухпоточные КП, имеющие два одинаковых ведо-

мых (выходных) вала. С этих валов вращающий момент подводится непосредственно к левому и правому ведущим колесам. Такие КП выполняют функции механизмов поворота. Варьируя передачами, можно изменять соотношение частот вращения ведущих колес, что позволяет осуществлять поворот трактора с разными фиксированными радиусами.

Фрикционная муфта поворота и тормоз трактора ТЛТ-100 показаны на рис. 4.37. Муфта представляет собой многодисковую муфту сухого трения, постоянно замкнутого типа. На шлицевых концах ведомого вала главной передачи находятся ведущие барабаны 1, на наружных зубьях которых свободно установлены 15 ведущих дисков 2, из которых первый примыкает к нажимному диску 6, а последний — к упорному диску 5. Между ведущими дисками размещены 14 ведомых дисков 3, имеющих зубья по наружному диаметру и входящих в зацепление с ведомым барабаном 7. Восемь предварительно сжатых пружин 4 сжимают пакет ведущих 2 и ведомых 3 дисков между упорным 5 и нажимным 6 дисками. За счет сил трения, возникающих между дисками, осуществляется передача вращающего момента от ведомого вала главной передачи к бортовым передачам.

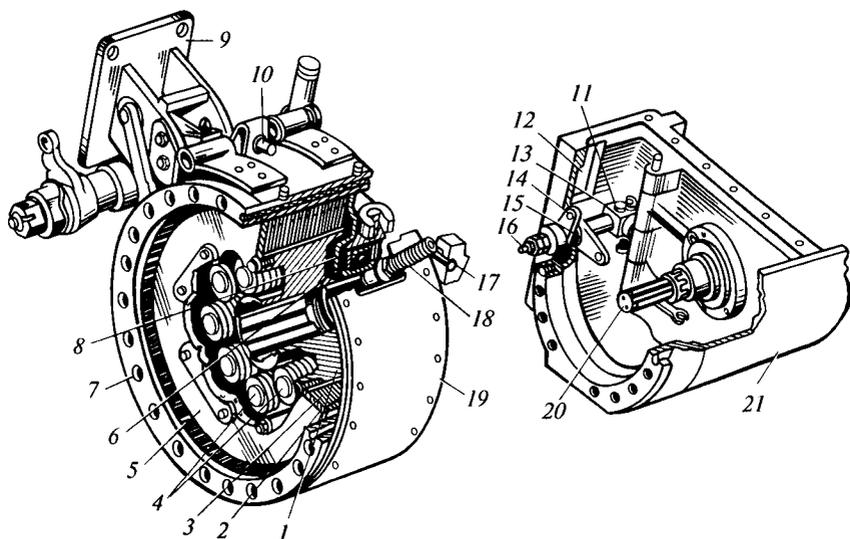


Рис. 4.37. Фрикционная муфта поворота и тормоз трактора ТЛТ-100:

1, 7 — соответственно ведущий и ведомый барабаны; 2, 3 — соответственно ведущий и ведомый диски; 4 — пружины; 5 — упорный диск; 6 — нажимной диск; 8 — отводка; 9 — кронштейн тормоза; 10 — регулировочная гайка; 11 — кулачок; 12 — люк картера; 13 — вилка; 14, 15 — наружный и внутренний рычаги; 16 — валик; 17 — палец; 18 — пружина тормоза; 19 — тормозная лента; 20 — ведомый вал главной передачи; 21 — корпус заднего моста

Чтобы выполнить поворот трактора, необходимо полностью или частично приостановить вращение ведущего колеса с той стороны, в которую выполняется поворот. Для этого при помощи механизма управления поворачивают отводку 8 относительно обоймы главной передачи. При этом шарики, перекатываясь по наклонным поверхностям профильных лунок, отжимают отводку. Далее отводка, сжимая пружины 4, отводит нажимной диск от пакета ведущих и ведомых дисков. Диски получают свободу относительного вращения, и вращающий момент на ведомый барабан не передается.

В результате ведомый барабан 7, шестерни бортовой передачи, ведущее колесо и гусеница останавливаются, и трактор поворачивается в сторону выключенного механизма поворота.

Планетарные механизмы поворота рассмотрим на примере трактора Т-4 ОАО «Алтайский трактор». На рис. 4.38 показана кинематическая схема заднего моста трактора Т-4 со сдвоенным планетарным механизмом поворота, размещенным в отсеке главной передачи 3, и тормозами. Ведомая коническая шестерня главной передачи закреплена на фланце коронной шестерни 8. В постоянном зацеплении с внутренними зубьями коронной шестерни 8 нахо-

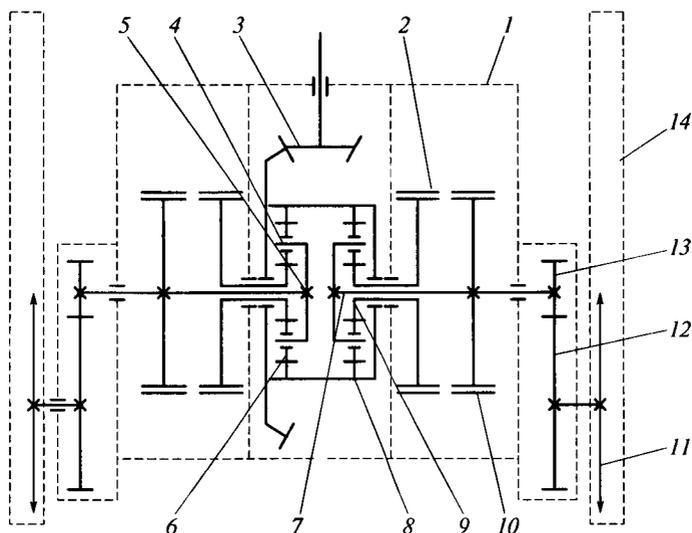


Рис. 4.38. Кинематическая схема заднего моста трактора Т-4 со сдвоенным планетарным механизмом поворота и тормозами:

1 — корпус заднего моста; 2 — тормоз солнечной шестерни; 3 — главная передача; 4 — ось сателлита; 5 — водило; 6 — сателлит; 7 — вал заднего моста; 8 — коронная шестерня; 9 — солнечная шестерня; 10 — тормоз водила; 11 — ведущая звездочка; 12 — ведомая шестерня конечной передачи; 13 — ведущая шестерня конечной передачи; 14 — гусеница

дятся сателлиты 6 водил 5. Сателлиты каждого из водил находятся в постоянном зацеплении с солнечными шестернями 9. На фланцах солнечных шестерен закреплены барабаны тормозов 2 солнечных шестерен. Водила соединены валами 7 заднего моста с ведущими шестернями 13 конечных передач, на ступицах которых закреплены барабанные тормоза 10 водил.

При прямолинейном движении трактора тормоза 2 солнечных шестерен затянуты. Тормоза 10 водил (остановочные тормоза) отпущены. Вращающий момент от главной передачи 3 поступает на корпус планетарного механизма поворота и, следовательно, на коронную шестерню 8, которая с ним жестко связана. Коронная шестерня вращает оба ряда сателлитов 6, которые, катясь по неподвижным солнечным шестерням, увлекают водила 5 обоих бортов в сторону вращения коронной шестерни 8. Далее вращающий момент через шестерни (ведомую 12 и ведущую 13) конечной передачи поступает на ведущие звездочки 11 гусениц.

При повороте растормаживают тормоз 2 солнечной шестерни той стороны, в которую трактор необходимо повернуть. В результате расторможенная солнечная шестерня 9 начнет вращаться в сторону, обратную вращению коронной шестерни 8. Скорость вращения водила 5 этого борта уменьшается, и трактор будет плавно поворачивать. Чтобы выполнить поворот с минимальным радиусом, необходимо затянуть тормоз водила 10 той стороны трактора, в которую необходимо его повернуть. Связанные с водилом ведущая шестерня 13 конечной передачи и соответственно ведущая звездочка 11 гусеницы остановятся.

*Тормоза по назначению* разделяются на *стояночные* (для удержания трактора на склонах) и *рабочие*. Рабочие тормоза воздействуют на тормозные элементы механизмов поворота при работе трактора. В некоторых случаях один тормоз используется и для удержания трактора на склонах, и для управления поворотом. Стояночный тормоз должен удерживать колесный трактор в состоянии покоя на сухой дороге с твердым покрытием при уклоне 20°, гусеничный трактор — при уклоне 30°, прицеп — при уклоне 12°.

*По форме трущихся поверхностей тормоза* бывают *ленточные*, *колодочные* и *дисковые*.

Ленточные тормоза широко распространены на тракторах благодаря простоте конструкции и компактности. Их устанавливают на барабаны фрикционных и планетарных механизмов поворота.

Эффективность ленточных тормозов зависит от способа закрепления концов тормозной ленты. По этому принципу тормоза разделяют на простые, двойные и плавающие.

В простом тормозе оба конца тормозной ленты крепят к рычагу управления или один конец тормозной ленты крепят к рычагу, а другой закрепляется неподвижно. Простой ленточный тормоз имеет ленту с углом охвата, близким к 360°. При повороте рычага управ-

ления оба конца или один конец ленты перемещаются в том или ином направлении, осуществляя включение и выключение тормоза. Однако при изменении направления вращения тормозного барабана тормозной момент резко снижается.

В двойном ленточном тормозе используются две половинки ленты с дугой охвата менее  $180^\circ$ , у которых один конец закрепляется неподвижно, а оба других конца ленты прикреплены к одному рычагу управления. Тормозной момент у них не зависит от направления вращения тормозного барабана.

Недостатка, присущего простому тормозу, не имеет плавающий тормоз, момент трения которого практически одинаков при обоих направлениях вращения барабана. В плавающем ленточном тормозе отсутствует жесткое закрепление ленты и рычага управления.

На гусеничных тракторах, при управлении которыми водителю приходится часто маневрировать задним ходом, широко применяются плавающие тормоза.

Рассмотрим *устройство и работу простых ленточных плавающих тормозов*, установленных на ведомых барабанах механизма поворота трактора ТЛТ-100. Они предназначены для осуществления поворота трактора с минимальным радиусом и для удержания его при остановках. Тормоз представляет собой стальную ленту, к внутренней поверхности которой приклепана фрикционная накладка, охватывающая наружную поверхность ведомого барабана.

На шлицах валика 16 (см. рис. 4.37) установлен наружный 14 и внутренний 15 рычаги. Передача усилия к тормозной ленте проводится от рычага 15 двумя серьгами, шарнирно соединенными с одним концом рычага тормоза. На другом конце рычага тормоза имеются два отверстия, в одно из которых вставлен палец, проходящий через проушину нижней ветви тормозной ленты, а в другое — палец, связанный с вилкой регулировочного устройства, а через нее с верхней ветвью тормозной ленты 19. Концы пальцев входят в профильные овальные пазы кронштейна 9 тормоза, прикрепленного болтами к передней стенке картера заднего моста. Тормозная лента поддерживается пружиной 18. Регулировочная гайка 10 служит для регулирования зазора между накладками тормозной ленты и барабаном.

Управление тормозами осуществляется из кабины следующим образом. При перемещении рычага управления механизмом поворота «на себя» усилие через систему тяг и рычагов передается на внутренний рычаг 15, который вместе с валиком 16 и находящимися на нем рычагами поворачиваются против часовой стрелки. При этом рычаг тормоза с помощью пальцев, проходящих через проушины тормозной ленты, стягивает ее концы, и ведомый барабан 7 перестает вращаться.

## 4.11. Конечные и колесные передачи

Конечные передачи располагаются за дифференциалами у колесных тракторов и автомобилей и за механизмами поворота у гусеничных. Они служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета машин.

*Конструкции конечных передач* разделяются на шестеренные с неподвижными в пространстве валами (одноступенчатые и двухступенчатые), шестеренные планетарные (с внешним и внутренним зацеплением шестерен) и цепные. У колесных тракторов и автомобилей конечные передачи, размещенные в колесе, называются колесными.

У большинства моделей тракторов конечные передачи размещаются около ведущих колес (рис. 4.39, 4.40; см. также рис. 4.33). Такая компоновка объясняется стремлением уменьшить длину тягело нагруженных валов и необходимостью максимально увеличить свободное пространство под трактором.

Одноступенчатые конечные передачи, в которых используют цилиндрические шестерни, имеют передаточное число  $i = 4 \dots 7$ . Если нужно получить большое передаточное число или большой дорожный просвет, которые нельзя получить при одной паре шестерен, то применяют двухступенчатые и даже многоступенчатые передачи.

Планетарные передачи применяются на тяжелых тракторах для получения большого передаточного числа и уменьшения габаритных размеров заднего моста (см. поз. 2, 4, 5, 26 на рис. 4.33).

Цепные передачи в настоящее время из-за низкой долговечности и необходимости частых регулировок применяют ограниченно на специальных машинах, у которых ведущие и ведомые валы передачи находятся на большом расстоянии один от другого, например, в порталных погрузчиках или тандемных тележках грейдеров.

Максимальная жесткость конструкции достигается при моноблочной отливке картеров конечной передачи и заднего моста, но этот способ можно использовать только для тракторов небольшой мощности. Для тракторов большой мощности, у которых размеры механизмов велики, картеры конечной передачи отливают отдельно. Усложняется моноблочная отливка картеров и у колесных тракторов в тех случаях, когда конечная передача вынесена к ведущим колесам.

Для увеличения жесткости конструкции заднего моста у гусеничных тракторов средней и большой мощности широко используют установку дополнительных связей в виде балок, кронштейнов и раскосов между конечной передачей и картерами конечных передач. Иногда конструкцию усиливают ребрами жесткости.

*Одноступенчатые конечные передачи* с внешним зацеплением шестерен являются наиболее распространенными в гусеничных

тракторах. В конструкции такой конечной передачи вращение от механизма поворота через вал 21 (см. рис. 4.39) заднего моста посредством шлицевого соединения передается на ведущую шестерню 14, затем на ведомую шестерню 34, которая жестко соединена с ведомым валом 37, на фланце которого закреплено ведущее

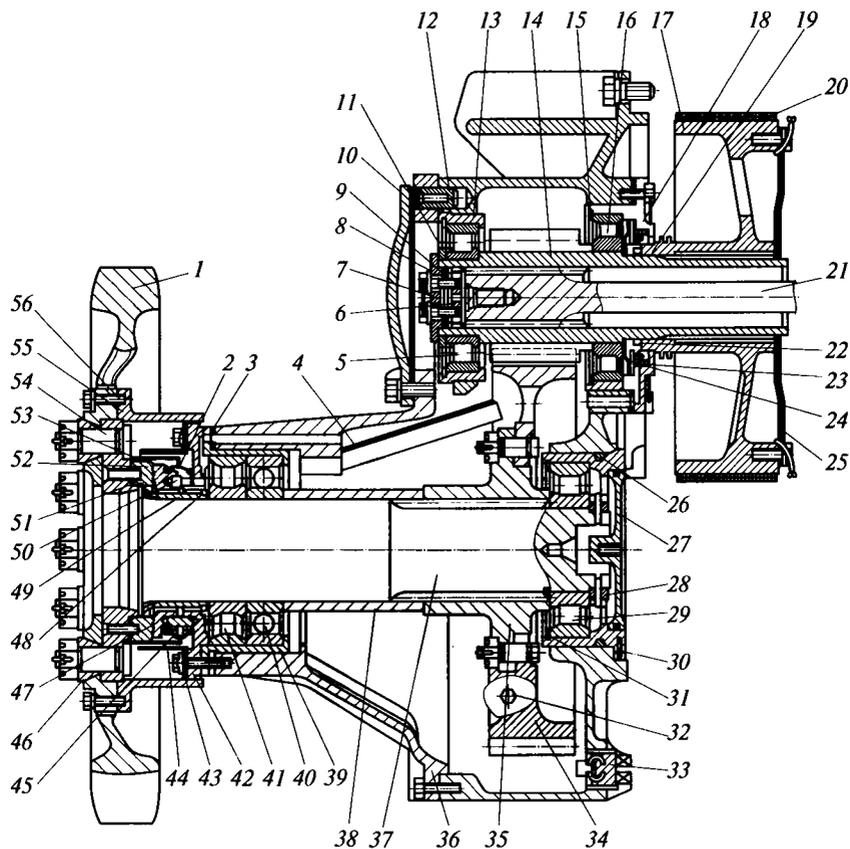


Рис. 4.39. Одноступенчатая конечная передача гусеничного трактора: 1 — ведущее колесо привода гусеницы; 2 — фигурная манжета; 3 — прокладка; 4 — ребро; 5, 16, 29, 41 — роликоподшипники; 6 — заглушка; 7 — упорная шайба; 8, 9, 22, 26, 51 — уплотнительные кольца; 10, 27, 42 — крышки; 11 — кольцо упорное; 12, 30, 50 — цилиндрические штифты; 13, 18, 39 — стаканы подшипников; 14 — ведущая шестерня; 15, 31 — пружинные кольца; 17 — тормозной барабан; 19 — втулка уплотнения; 20 — тормозная лента; 21 — вал заднего моста; 23 — манжета; 24 — маслоотражательная шайба; 25 — стопорная пластина; 28 — гайка; 32 — наливная пробка; 33 — магнитная сливная пробка; 34 — ведомая шестерня; 35 — ступица ведомой шестерни; 36 — крышка картера; 37 — ведомый вал; 38, 49 — втулки; 40 — шарикоподшипник; 43 — уплотнительная шайба; 44 — кольцо; 45 — пружина фиксатора; 46 — коническая втулка; 47, 52 — диски; 48 — запорное кольцо; 53 — проволока; 54 — призонный болт; 55 — фланец; 56 — болт

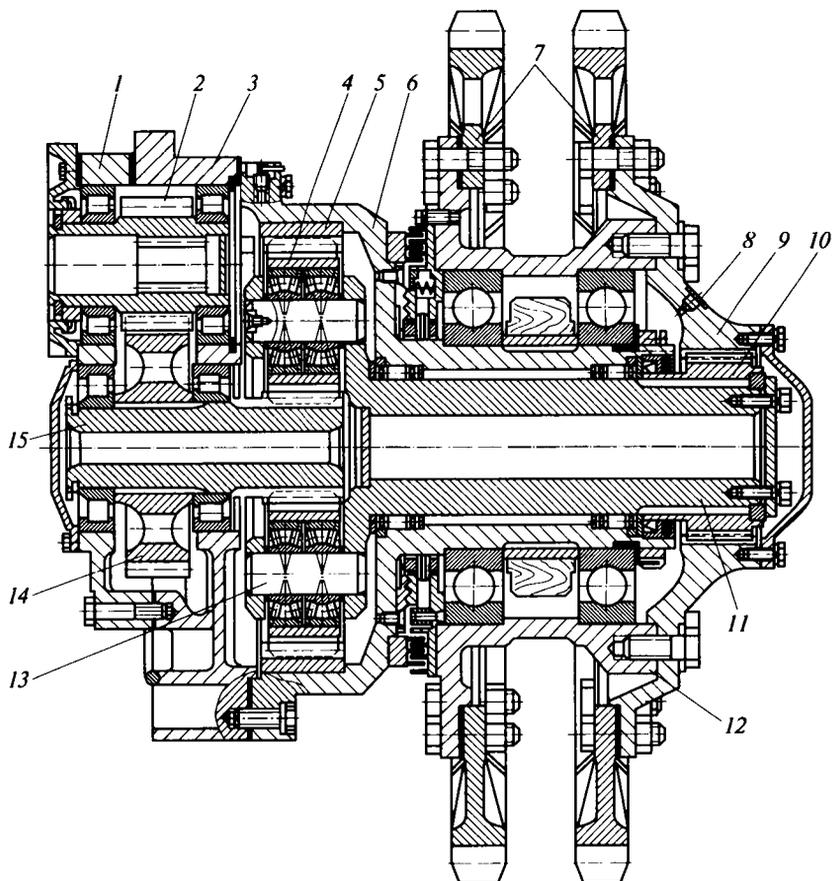


Рис. 4.40. Двухступенчатая полупланетарная конечная передача гусеничного трактора ДЭТ-250:

1, 3, 6 — составные части корпуса конечной передачи; 2 — ведущая шестерня первой ступени; 4 — сателлит; 5 — коронная шестерня планетарного механизма; 7 — съемные зубчатые венцы ведущего колеса; 8 — наливная пробка; 9 — фланец ведущего колеса; 10 — зубчатая муфта; 11 — водило; 12 — ступица ведущего колеса; 13 — ось сателлита; 14 — ведомая шестерня первой ступени; 15 — солнечная вал-шестерня

колесо 1 привода гусеницы. Валы вращаются в роликоподшипниках 5, 16, 29, 41. Детали конечной передачи смазываются разбрызгиванием. Корпус конечной передачи крепится к заднему мосту.

В двухступенчатой полупланетарной конечной передаче гусеничного трактора ДЭТ-250, показанной на рис. 4.40, первая ступень — цилиндрическая пара шестерен, вторая — планетарный механизм. Вращение от механизма поворота через вал передается на веду-

щую шестерню 2 первой ступени, затем на ведомую шестерню 14 первой ступени, надетую на шлицевой хвостовик солнечной вал-шестерни 15. Ведущая шестерня 2 первой ступени и солнечная вал-шестерня 15 вместе с ведомой шестерней 14 первой ступени вращаются в роликоподшипниках.

Коронная шестерня 5 планетарного механизма закреплена на корпусе конечной передачи и является неподвижным элементом планетарного механизма. Сателлиты 4 водила находятся в постоянном зацеплении с солнечной вал-шестерней 15. Солнечная вал-шестерня вращает сателлиты и они, катясь по неподвижной коронной шестерне, увлекают водило 11. Ведомым элементом планетарной ступени является водило 11, вал которого посредством зубчатой муфты 10 соединен с фланцем 9 ведущего колеса. К фланцу крепится ступица 12 ведущего колеса, а к ней — съемные зубчатые венцы 7.

Водило вращается в двух роликоподшипниках без обойм. Четыре сателлита установлены на двух сферических роликоподшипниках. Ведущее колесо вращается на двух шарикоподшипниках, установленных между частью 6 корпуса конечной передачи и ступицей 12 ведущего колеса. Детали конечной передачи смазываются разбрызгиванием. Корпус конечной передачи крепится к раме трактора.

### Контрольные вопросы

1. Каковы назначение и типы трансмиссий?
2. Укажите компоновочные схемы ступенчатых автомобильных трансмиссий.
3. Каковы основные требования, предъявляемые к трансмиссии?
4. Каково назначение сцеплений и как они классифицируются?
5. Каковы основные требования, предъявляемые к сцеплениям?
6. Каковы назначение и принцип работы гасителя крутильных колебаний?
7. Какова конструкция и работа двухдискового сцепления?
8. Укажите назначение коробок передач. Как они классифицируются?
9. Назовите особенности конструкции тракторных коробок передач.
10. Назовите особенности конструкции автомобильных коробок передач.
11. Где применяются составные коробки передач и каков принцип их компоновки?
12. Как работает механизм переключения передач?
13. Каково назначение и как работает синхронизатор муфты переключения передач?
14. Для чего предназначено переключение передач «на ходу» в коробках передач?
15. Опишите конструкцию и работу фрикционной муфты переключения передач.
16. Каковы особенности конструкции планетарных передач?

17. Укажите назначение раздаточных коробок. Как они классифицируются?
18. Опишите конструкцию и работу раздаточной коробки с дифференциальным приводом.
19. Какие существуют гидравлические преобразователи вращающего момента?
20. Каковы устройство и принцип работы комплексного гидротрансформатора?
21. Какие передаточные числа характеризуют свойства гидротрансформатора?
22. Что показывает внешняя характеристика гидротрансформатора?
23. Назовите достоинства гидромеханических трансмиссий.
24. Какова конструкция гидромеханической коробки передач?
25. Каков принцип работы гидрообъемной трансмиссии?
26. Какие основные схемы гидрообъемных передач применяются на машинах?
27. Как осуществляется регулирование гидрообъемной передачи?
28. Какова тяговая характеристика машины с гидрообъемной трансмиссией?
29. Какие типы карданных передач существуют?
30. Какова конструкция карданной передачи неравных угловых скоростей?
31. Каковы назначение и работа шарнира равных угловых скоростей?
32. Укажите назначение и классификацию главных передач.
33. Опишите назначение и работу дифференциала в приводах к ведущим мостам и колесам машин.
34. Укажите недостатки дифференциального привода к ведущим колесам и мостам.
35. Приведите данные о блокировке дифференциалов и типах самоблокирующихся дифференциалов.
36. Какие бывают типы автомобильных полуосей по степени разгруженности от изгибающего момента?
37. Опишите назначение, типы и работу механизмов поворота гусеничных тракторов.
38. Укажите назначение и типы конечных передач.

# Глава 5

## ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

### 5.1. Общие сведения

Ходовая часть тракторов и автомобилей представляет собой конструкцию, предназначенную для восприятия всех нагрузок от машины и груза или технологического оборудования и реализации поступательного движения машины.

*Ходовая часть колесной машины* состоит из рамы, подвески, осей и колес.

*Ходовая часть гусеничной машины* состоит из рамы, подвески и гусеничного движителя. Ходовая часть должна обеспечивать:

- хорошее сцепление движителя с грунтом;
- достаточную плавность хода и защиту от ударов, возникающих при наезде на микронеровности пути;
- высокий коэффициент полезного действия;
- минимальное и равномерное давление на грунт;
- устойчивое прямолинейное движение и хорошую управляемость.

На ходовую часть действуют разного рода нагрузки, способствующие изнашиванию и разрушению ее деталей. Эти нагрузки можно разделить на три типа:

- постоянные или медленно изменяющиеся;
- максимальные кратковременные;
- постояннодействующие переменные.

К постояннодействующим или медленно изменяющимся нагрузкам относятся вес машины с грузом или технологическим оборудованием; среднее значение силы сопротивления движению; силы, возникающие в конструкции при монтаже, и др.

Максимальные кратковременные нагрузки возникают при наезде машины на большие препятствия; взаимодействии с предметом труда (например, резкого опускания груза в кузов); интенсивном разгоне и торможении.

Постояннодействующие переменные нагрузки возникают в деталях ходовой части при выполнении технологических операций или при движении машины. Основными причинами возникновения постояннодействующих переменных нагрузок являются микронеровности пути и изменчивость сил сопротивления движению. Такие нагрузки вызывают колебания подрессоренной массы

машины и напряжения в деталях, которые могут приводить к возникновению и постепенному развитию усталостных трещин и процессов деформации.

От конструктивного совершенства и параметров ходовой части зависят тягово-сцепные свойства машины, их проходимость, долговечность и топливная экономичность.

## 5.2. Рама автомобиля и трактора

*Рама* предназначена для монтажа на ней агрегатов и механизмов машины. Элементы рамы подвержены воздействию разных сил, к которым относятся вес агрегатов; полезная нагрузка; реактивная сила сцепления, необходимая для создания силы тяги машины; усилия от амортизаторов и упругих элементов; силы инерции движения; силы торможения и др.

Рама машины должна иметь:

- высокую изгибную и крутильную жесткость и прочность, чтобы исключить возможность расшатывания и поломки элементов рамы при движении машин со значительными перекосами мостов и колес;
- рациональную конструкцию, позволяющую удобно и экономно размещать на раме агрегаты и механизмы;
- геометрическую форму, обеспечивающую низкое расположение центра масс машины, значительный ход подвески и большие углы поворота управляемых колес.

По конструкции рамы автомобилей бывают лонжеронные, хребтовые (центральные) и смешанные. Чаще всего применяются лонжеронные рамы.

*Лонжеронная рама* состоит из двух продольных балок — лонжеронов 1 (рис. 5.1) специального профиля, соединенных между собой поперечинами 2, придающими раме требуемую жесткость. На передних поперечинах устанавливается двигатель, а на остальных — другие агрегаты автомобиля и сцепное устройство.

Лонжероны изготавливаются из листовой стали и обычно имеют переменный гнутый профиль поперечного сечения типа швеллера. Наибольшее сечение лонжерона находится в средней части рамы как наиболее нагруженной, а к краям оно уменьшено. Такая конфигурация лонжеронов обеспечивает изгибную равнопрочность рамы, уменьшение массы, более удобную установку передних и задних рессор, снижение высоты центра масс автомобиля. С поперечинами лонжероны соединяются преимущественно клепкой в холодном состоянии или сваркой. На переднем конце рамы установлены буфер 4 и буксирные крюки 5, на заднем находится тягово-сцепное устройство 3.

*Хребтовые рамы* имеют одну центральную несущую балку, обычно сделанную из трубы. Несущая балка может быть составлена из

картеров агрегатов силовой передачи: картера раздаточной коробки, картеров главных передач и промежуточных вставок, соединяющих эти картеры.

По длине трубчатой балки установлены кронштейны, служащие опорами для крепления кабины, грузовой платформы, двигателя и других агрегатов. Хребтовые рамы имеют высокую изгибную прочность и высокую крутильную жесткость.

На тракторах используются остовы безрамной, полурамной, рамной и шарнирно сочлененной конструкции.

*Безрамный остов* выполняется в виде единой отливки, отсеки которой являются картерами механизмов трансмиссии. Такой остов обеспечивает высокую жесткость и соосность валов при эксплуатации, но из-за технологических трудностей при изготовлении имеет ограниченное распространение.

*Полурамный остов*, имеющий достаточно простую конструкцию, получил широкое распространение, особенно на легких колесных тракторах. К полураме спереди жестко крепится моноблок двигатель—коробка передач, что повышает жесткость всей конструкции.

*Рамный остов* обладает меньшей жесткостью по сравнению с конструкциями безрамного и полурамного остовов, но он прост и дешев в изготовлении и обеспечивает снижение металлоемкости картеров трансмиссии.

Элементы рамы или полурамы изготавливаются из балок разного профиля или литых брусьев. Наибольшую прочность и жесткость при малой массе имеют балки с профилем в виде швеллера или замкнутого профиля. Эти рамы чаще всего применяются на гусеничных тракторах (рис. 5.2).

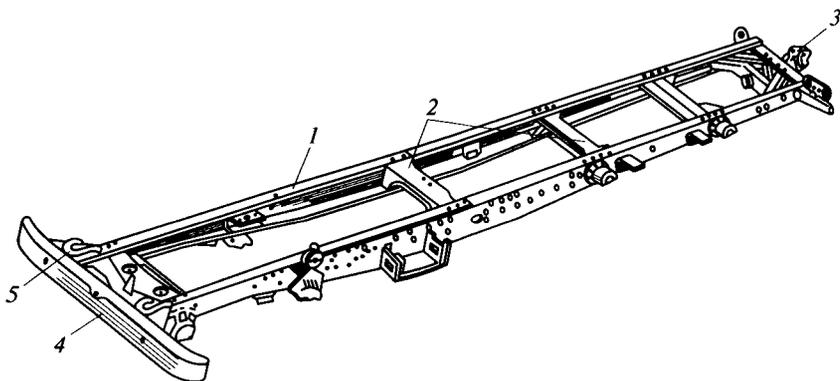


Рис. 5.1. Лонжеронная рама:

1 — лонжероны; 2 — поперечины; 3 — тягово-сцепное устройство; 4 — буфер;  
5 — буксирные крюки

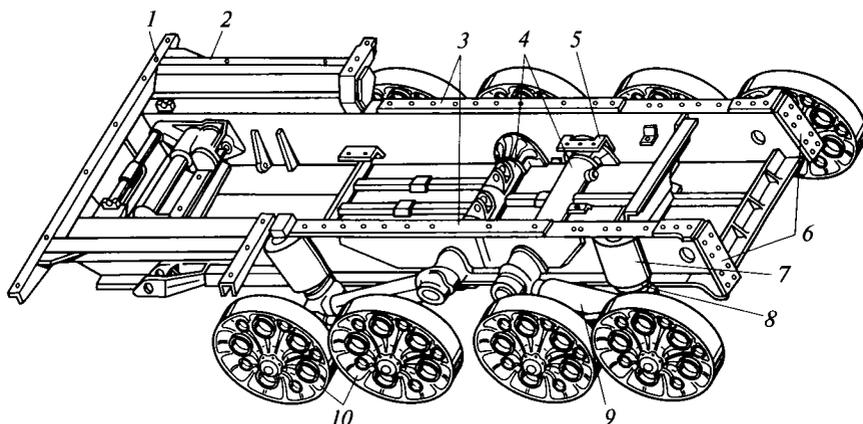


Рис. 5.2. Рама и подвеска трактора ТЛТ-100:

1 — передняя балка; 2 — опора кабины; 3 — лонжероны; 4 — трубы подвески; 5 — кронштейн; 6 — кронштейны заднего моста; 7 — кожух пружины; 8 — пружина подвески; 9 — рычаг каретки; 10 — опорные катки каретки

*Шарнирно сочлененные остовы* состоят из двух полурам, соединенных центральным шарниром, имеющим две степени свободы. Шарнирное соединение позволяет поворачиваться в плоскости дороги передней и задней полурамам одна относительно другой вокруг вертикальной оси на  $30 \dots 35^\circ$  в каждую сторону. Кроме того, задняя полурама относительно передней может поворачиваться вокруг продольной горизонтальной оси на  $15 \dots 20^\circ$  в каждую сторону. Такая шарнирная связь обеспечивает хорошую маневренность, приспособляемость к поверхности пути и устойчивость трактора, что позволяет снизить нагруженность элементов рамы. Шарнирно сочлененные рамы широко применяются на тяжелых колесных тракторах.

### 5.3. Подвеска автомобиля и трактора

*Подвеской* называется система деталей, соединяющая раму автомобиля или тракторов с колесами или опорными катками. Данная система предназначена для уменьшения динамических нагрузок на элементы машины при наезде на неровности пути и обеспечения необходимой плавности хода.

В зависимости от способа соединения колес (катков) с рамой подвески тракторов разделяются на жесткие, полужесткие и упругие. На автомобилях используются только упругие подвески.

В *жестких подвесках* оси опорных катков непосредственно или через кронштейны соединяются с рамой трактора. Эти подвески

не смягчают толчков и ударов, передающихся со стороны почвы на раму, поэтому их используют только на тихоходных дорожно-строительных и других гусеничных машинах.

В *полужестких подвесках* одна часть осей опорных катков или колес жестко крепится к раме трактора, а другая соединяется с рамой через упругий элемент. Например, у колесных тракторов передние колеса поддрессорены, а задние нет.

В *упругих подвесках* оси опорных катков или колес соединяют с рамой машины через упругий элемент.

Основными требованиями, предъявляемыми к подвеске машин, являются:

- обеспечение высокой плавности хода на дорогах с ровной и твердой поверхностью;
- возможность движения машины с предельной скоростью на неровных дорогах;
- малые изменения траекторий качения управляемых колес при движении колесной машины по неровным дорогам и на поворотах;
- обеспечение хорошей устойчивости и проходимости машины;
- быстрое затухание колебаний остова машины и колес;
- минимальная масса неподдрессоренных частей и удобство компоновки.

Подвески состоят из направляющих устройств, упругих элементов и устройств, гасящих колебания.

*Направляющее устройство* определяет характер перемещений (кинематику) движения колес или катков, передает на раму силу тяги, тормозную и поперечные силы, действующие между опорной плоскостью и рамой машины, а также их реактивные моменты.

*Упругие элементы* смягчают вертикальные динамические нагрузки, возникающие при движении машины по неровной дороге. Уменьшение этих нагрузок улучшает плавность хода машины.

Гасящее устройство (*амортизатор*) в совокупности с трением в подвеске создает силы сопротивления колебаниям машины и обеспечивает гашение колебаний остова и колес машины.

Для уменьшения бокового крена автомобиля на поворотах в подвеску часто вводится дополнительный упругий элемент — *стабилизатор*.

В некоторых подвесках автомобиля функции всех трех элементов подвески выполняет один упругий элемент. Так, например, во многих грузовых автомобилях продольные рессоры не только служат упругим элементом, но и определяют кинематику колес, передают все виды усилий и гасят колебания вследствие трения между листами и в шарнирах.

По типу направляющего устройства подвески бывают зависимые (балансирные) и независимые (индивидуальные).

В *зависимой (балансирной) подвеске* перемещение одного колеса или катка, вызванное неровностями дороги, вызывает непосредственное перемещение другого колеса или катка.

Зависимую подвеску автомобиля применяют совместно с неразрезным мостом. В трехосных автомобилях подвеска второй и третьей осей выполняется балансирной, функцию которого выполняет рессора, что обуславливает равенство вертикальных нагрузок, приходящихся на их колеса. Наибольшее распространение получили рессорные зависимые подвески.

В балансирных подвесках тракторов оси двух и более опорных катков при помощи рычагов и упругих элементов объединяют в каретки, каждую из которых шарнирно соединяют с оловом трактора.

В зависимости от числа катков каретки бывают двух-, трех- и многокатковыми. С каждой стороны рамы устанавливают по две и более кареток. Подвески этого типа получили широкое применение на сельскохозяйственных и специальных тракторах. Недостатком их, по сравнению с полужесткими подвесками, является повышенное давление на почву под опорными катками, в 3—4 раза превышающее среднее значение. На рис. 5.3 приведено несколько конструкций балансирных подвесок гусеничных тракторов.

В конструкции, используемой на сельскохозяйственных тракторах, два опорных катка *1* (рис. 5.3, *а*) и *б* при помощи рычагов *2* и *4* объединены осью *5* в одну каретку, шарнирно соединенную с рамой трактора. Между концами рычагов установлен упругий элемент *3* (пружина).

На рис. 5.3, *б* изображена балансирная подвеска лесопромышленного трактора. Каретка состоит из двух опорных катков, связанных жестким балансиrom *7*, который рычагом *8* шарнирно соединен с рамой трактора. Нижние головки рычагов *8* свободно опираются на цилиндрические упругие элементы *3* (пружины), при помощи кожухов связанные с рамой трактора.

В конструкции балансирной подвески промышленного трактора опорные катки попарно жестким балансиrom *11* (рис. 5.3, *в*) объединены в каретки. Каждая каретка рычагом *10*, укрепленным на поперечном торсионе *9*, соединена с рамой трактора.

В *независимой (индивидуальной) подвеске* каждое колесо автомобиля или каток (колесо) трактора перемещается самостоятельно, независимо от другого.

Независимая подвеска имеет следующие преимущества по сравнению с зависимой подвеской:

- каждое колесо лучше копирует профиль неровностей дороги;
- большая мягкость подвески из-за больших динамических ходов колес;
- меньшая склонность передних управляемых колес к угловым колебаниям вокруг осей поворота.

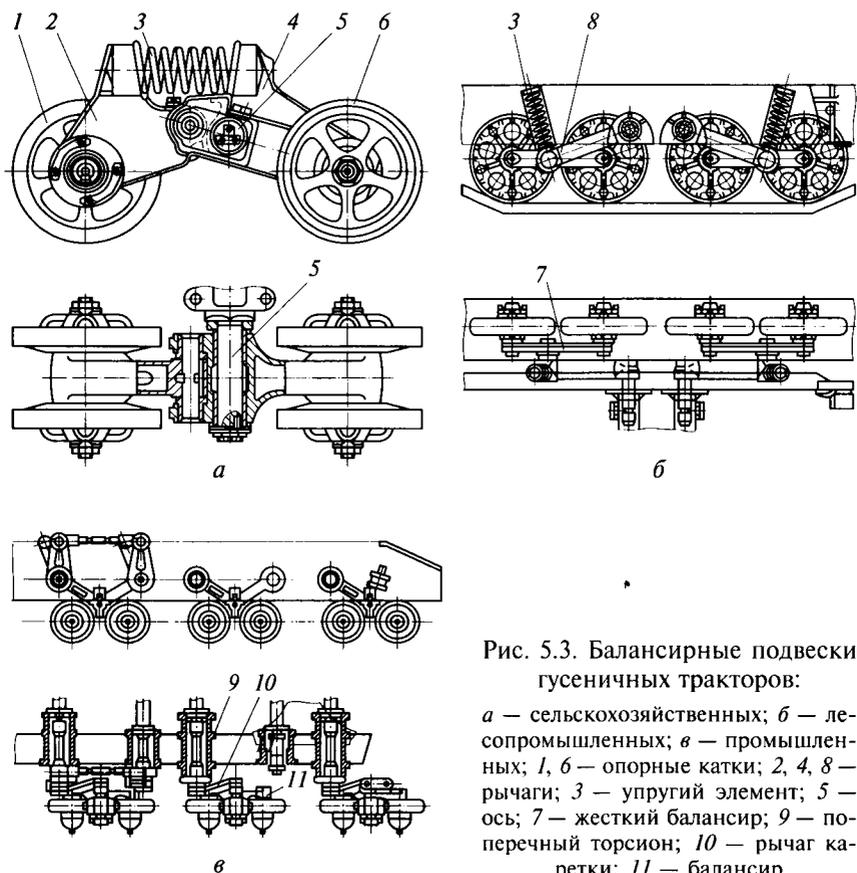


Рис. 5.3. Балансирные подвески гусеничных тракторов:

*а* — сельскохозяйственных; *б* — лесопромышленных; *в* — промышленных; 1, 6 — опорные катки; 2, 4, 8 — рычаги; 3 — упругий элемент; 5 — ось; 7 — жесткий балансир; 9 — поперечный торсион; 10 — рычаг каретки; 11 — балансир

В зависимости от характера вертикальных перемещений колеса различают независимые подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости (рис. 5.4), в продольной плоскости, в двух плоскостях (продольной и поперечной) и свечные (вдоль оси упругого элемента).

Независимые подвески получили широкое распространение для передних управляемых колес легковых автомобилей. В качестве упругого элемента в этих подвесках обычно применяются пружины.

Независимые подвески с перемещением колеса в продольной плоскости применяются на ряде специальных колесных машин и на автомобилях. Независимые свечные подвески находят применение на легких колесных тракторах для поддрессоривания передних колес. Независимые однорычажные подвески, выполненные по схеме, показанной на рис. 5.4, *а*, применяются на некоторых грузовых автомобилях, например имеющих хребтовую раму.

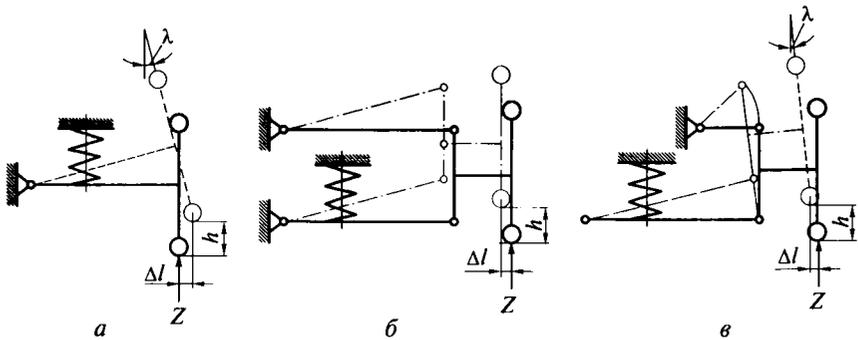


Рис. 5.4. Кинематические схемы независимой подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости:

*a* — однорычажная; *б* — двухрычажная; *в* — двухрычажная с рычагами разной длины;  $h$  — максимальный подъем колеса;  $Z$  — вертикальная реакция дороги на колесе;  $\lambda$  — угол наклона плоскости вращения колеса;  $\Delta l$  — изменение колеи при перемещении колеса

Независимые двухрычажные подвески, показанные на схемах на рис. 5.4, *б*, *в*, широко применяются на легковых автомобилях и ряде колесных машин.

Как видно из схемы независимой подвески с перемещением колеса в поперечной плоскости, двухрычажная подвеска с рычагами разной длины (рис. 5.4, *в*) предпочтительней, чем другие (например подвески, приведенные на рис. 5.4, *а* и *б*), поскольку обеспечивает небольшой угол  $\lambda$  наклона плоскости вращения колеса и минимальное изменение  $\Delta l$  колеи при его максимальном подъеме  $h$ . Некоторое изменение  $\Delta l$  колеи компенсируется упругостью шины, вследствие чего износ протектора не превышает допустимого.

В индивидуальных подвесках тракторов ось каждого опорного катка системой рычагов и упругих элементов соединена с рамой трактора. В основном применяются независимые подвески с перемещением катка в продольной плоскости или свечные. Как и балансирные подвески, они имеют малую массу неподрессоренных частей, обеспечивают плавное движение машины на повышенных скоростях и высокие тягово-сцепные качества.

По типу упругого элемента подвески делают с металлическими упругими элементами (рессорные, пружинные, торсионные), пневматические и гидropневматические.

подавляющее большинство автомобилей и тракторов имеет подвеску с металлическими упругими элементами, главным образом рессорную и пружинную.

Рессорная зависимая подвеска состоит из полуэллиптической рессоры 24 (рис. 5.5) и узлов крепления. Упругие элементы распо-

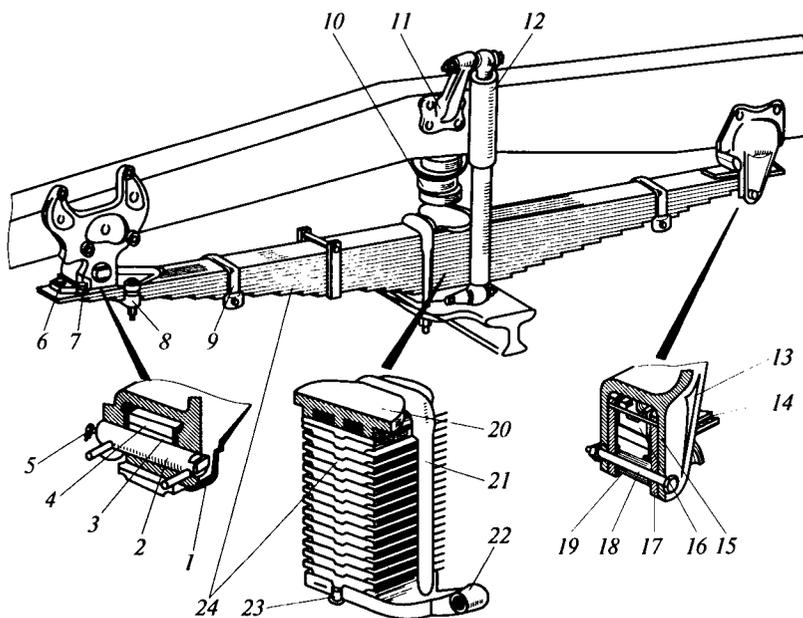


Рис. 5.5. Рессорная зависимая подвеска автомобиля:

1 — передний кронштейн; 2 — палец уха рессоры; 3 — втулка уха; 4 — ухо рессоры; 5 — масленка; 6 — болт крепления уха; 7 — стопорный болт; 8 — накладка уха; 9 — хомут; 10 — буфер рессоры; 11 — кронштейн амортизатора; 12 — амортизатор; 13 — задний кронштейн рессоры; 14 — накладка коренного листа; 15 — палец сухаря; 16 — сухарь; 17 — вкладыш; 18 — стяжной болт; 19 — втулка; 20 — накладка рессоры; 21 — стремянка рессоры; 22 — подкладка рессоры; 23 — штифт; 24 — полуэллиптическая рессора

лагаются вдоль автомобиля. Полуэллиптическая рессора 24 опирается в середине на неподрессоренную часть автомобиля (мост), а концами шарнирно связана с его поддрессоренной частью (рамой).

Листы рессоры при сборке стягивают стремянками 21 непосредственно при ее креплении к мосту автомобиля. В некоторых конструкциях рессору стягивают центральным болтом.

Чем больше число листов в рессоре, тем она при данной нагрузке получается мягче. Для того чтобы рессорные листы не сдвигались один относительно другого вбок, применяют хомуты 9. Рессорные листы перед сборкой смазывают для уменьшения трения между ними.

В грузовых автомобилях, у которых разница в нагрузке на рессору при езде с грузом и без него велика, применяют поддрессорники. По конструкции поддрессорники аналогичны рессоре, но меньше по размеру. Поддрессорник располагают либо сверху основной рессоры, либо снизу.

Концы рессор крепятся к раме кронштейнами — передним 1 и задним 13. Передний конец с помощью ушка 4 и пальца 2 прикреплен к переднему кронштейну 1. Для того чтобы рессора могла свободно деформироваться при нагрузке, задний конец ее делается скользящим, для опоры служат сухари 16.

К недостаткам листовых рессор следует отнести большую массу и недостаточную долговечность, обусловленную большими напряжениями, возникающими в листах при длительной нагрузке.

Основное преимущество листовых рессор — простота конструкции и обслуживания. Кроме того, наличие трения в рессоре между листами позволяет в отдельных случаях не устанавливать амортизаторов, что используется тогда, когда главными требованиями являются простота конструкции подвески и ее малая стоимость.

В легковых и грузовых средней грузоподъемности автомобилях наибольшее применение получила рессорная подвеска ведущего моста с передачей всех сил от колес к раме через рессору. В грузовых автомобилях большой грузоподъемности рессора обычно разгружена от передачи толкающих сил, которые передаются через специальную толкающую (реактивную) штангу.

*Пружинная подвеска* применяется, главным образом, в зависимых и независимых подвесках гусеничных тракторов (см. рис. 5.3, а, б) и легковых автомобилей.

Пружины по сравнению с листовыми рессорами обладают большей удельной энергоемкостью и, следовательно, меньшей массой, значительной долговечностью и простотой изготовления.

*Торсионная подвеска* применяется реже рессорной и пружинной подвесок и может устанавливаться как на автомобилях, так и на тракторах (см. рис. 5.3, в).

Торсион работает на кручение и по конструкции бывает стержневым, трубчатым или пластинчатым.

*Пневматические подвески* — это упругие элементы, представляющие собой двухсекционные круглые баллоны из резинокордовой двухслойной оболочки 2 (рис. 5.6), разделительного кольца 3 и прижимных колец 1. Корд оболочки изготавливается из капроновой или нейлоновой ткани.

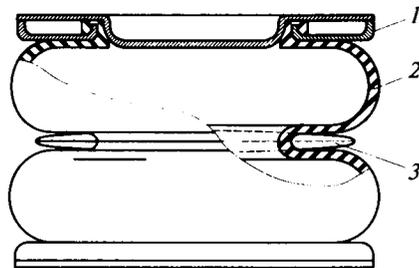


Рис. 5.6. Пневматический упругий элемент:

1 — прижимное кольцо; 2 — оболочка;  
3 — разделительное кольцо

Пневматические баллоны могут быть также телескопического типа. Преимуществами круглых баллонов являются удобная при массовом производстве форма, хорошее использование площади, высокая грузоподъемность и легкая герметизация. Общий недостаток баллонных упругих элементов — относительно большая жесткость.

Пневматические упругие элементы используются, главным образом, в подвесках автомобилей, у которых нагрузка меняется в широких пределах (автобусы, автомобили-самосвалы). При необходимости пневматические упругие элементы могут быть подсоединены к пневмосистеме, которая позволяет менять давление в баллонах и тем самым изменять положение кузова или жесткость подвески. Автоматическая стабилизация положения кузова обеспечивает постоянство динамического хода подвески, вследствие чего улучшается плавность хода автомобиля, увеличивается его устойчивость и уменьшается изнашивание шин.

В *гидропневматических подвесках* широко применяются диафрагменные упругие элементы. Цилиндр 10 (рис. 5.7, а) связан с подпрессоренной частью автомобиля, а поршень 3 посредством толкателя 1 — с неподпрессоренной. Сжатый азот А заключен в пространстве между верхним полушарием 5 и диафрагмой 7. Сжатый азот обеспечивает упругость подвески. Давление азота в этом пространстве определяется рабочей нагрузкой на колесо. Края диафрагмы армированы стальными кольцами. Внутри цилиндра 10 и в нижнем полушарии 8 находится жидкость (масло), передающая усилие от поршня 3 через диафрагму 7 газу (азоту). По сравнению с баллонными диафрагменными упругими элементами позволяют уменьшать собственную частоту колебаний автомобиля примерно в 2 раза.

Кинематическая схема работы диафрагменного упругого элемента регулируемой гидропневматической подвески показана на рис. 5.7, б. Насос 2 подает рабочую жидкость из бака 1 в аккумулятор 3 давления, из которого она через нагнетательный канал поступает в полость под разделительной диафрагмой. Над диафрагмой находится сжатый газ (воздух или азот). Если давление в аккумуляторе превысит заданное, часть рабочей жидкости через редукционный клапан аккумулятора возвращается в бак. Из аккумулятора рабочая жидкость поступает к регуляторам 4 постоянства высоты кузова правого и левого колес и затем в гидропневматический диафрагменный упругий элемент 5 подвески. Упругую характеристику подвески можно изменять, регулируя давление рабочей жидкости, поступающей под диафрагму гидропневматического упругого элемента.

При возникновении колебаний рабочая жидкость проходит через клапанную систему 6 амортизатора, вызывая затухание колебаний кузова и колес автомобиля.

Основным направлением в области совершенствования упругих элементов является изыскание малогабаритных упругих элементов с большой энергоемкостью и нелинейной характеристикой.

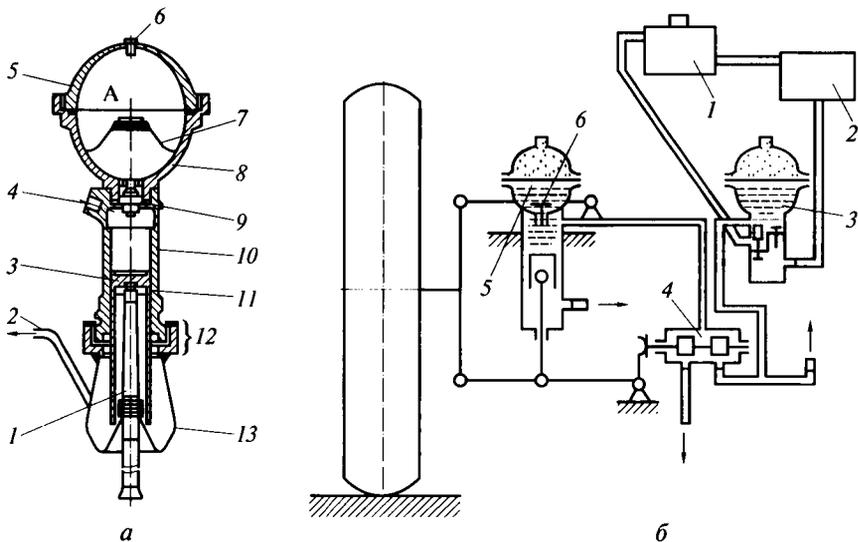


Рис. 5.7. Гидропневматическая подвеска:

*a* — устройство диафрагменного упругого элемента: 1 — толкатель; 2 — канал возврата утечек; 3 — поршень; 4 — канал подвода жидкости; 5, 8 — верхнее и нижнее полушария; 6 — пробка наполнительного отверстия; 7 — диафрагма; 9 — клапан амортизатора; 10 — цилиндр; 11 — сухарь; 12 — уплотнительный комплект; 13 — уплотнительный чехол; А — азот; *б* — кинематическая схема управления: 1 — бак; 2 — насос; 3 — аккумулятор давления; 4 — регулятор; 5 — диафрагменный упругий элемент; 6 — клапанная система амортизатора; —> — направление движения жидкости

*Амортизаторы* предназначены для гашения колебаний кузова и колес автомобиля путем превращения механической энергии колебаний в тепловую энергию. В грузовых автомобилях применяются гидравлические амортизаторы, работа которых основана на использовании сопротивления вязкой рабочей жидкости при проходе ее через отверстия. Широкое применение на легковых автомобилях в последнее время получили газовые амортизаторы.

Основные требования, предъявляемые к амортизаторам, следующие:

- эффективность гашения колебаний;
- стабильность действия при движении автомобиля в разных дорожных условиях и при разной температуре окружающего воздуха;
- малые габаритные размеры и масса;
- высокая долговечность.

Амортизаторы различаются по соотношению коэффициентов сопротивления при ходах сжатия  $k_c$  и отдачи  $k_o$  и по наличию или отсутствию разгрузочных клапанов. Амортизаторы бывают дву-

стороннего действия с симметричной ( $k_c = k_o$ ) и несимметричной ( $k_c < k_o$ ) характеристиками, и одностороннего действия ( $k_o \approx 0$ ).

В настоящее время наибольшее распространение получили амортизаторы двустороннего действия с несимметричной характеристикой и разгрузочными клапанами, у которых сила сопротивления во время хода сжатия растет медленнее, чем при ходе отдачи.

По конструктивным признакам амортизаторы делятся на рычажные и телескопические (рис. 5.8), которые получили наиболь-

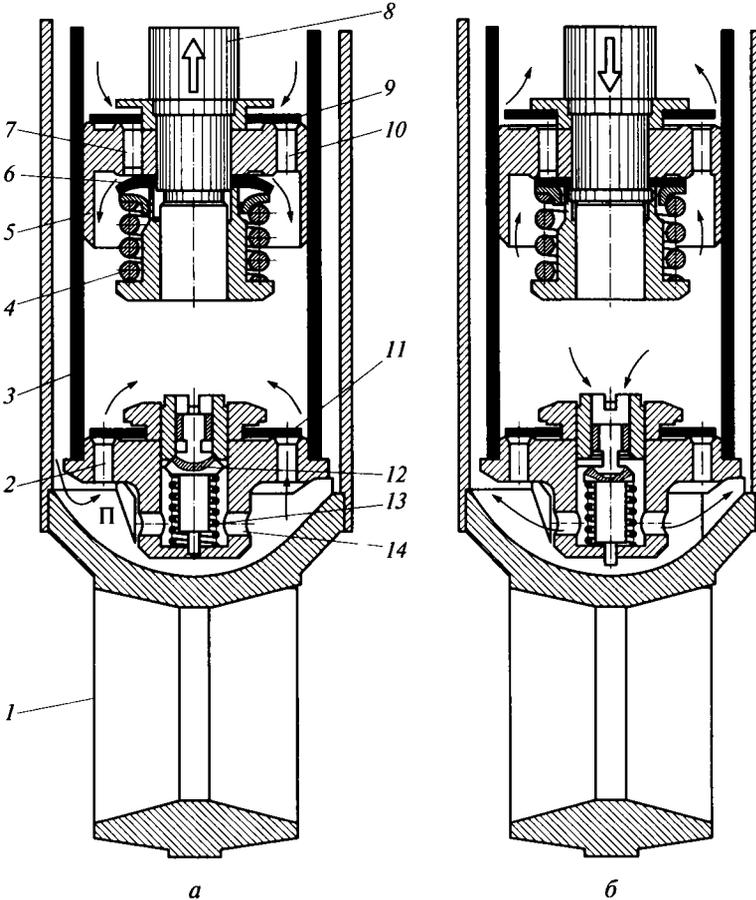


Рис. 5.8. Телескопический амортизатор:

*a* — ход отдачи; *б* — ход сжатия; 1 — нижняя проушина; 2, 7, 10, 14 — отверстия; 3 — рабочий цилиндр; 4, 13 — пружины; 5 — поршень амортизатора; 6 — клапан отдачи; 8 — шток; 9, 11 — перепускной и внутренний клапаны; 12 — клапан сжатия; П — полость амортизатора;  $\rightleftarrows$  — направление движения штока;  $\rightarrow$  — направление движения жидкости

шее применение в автомобилестроении. Телескопические амортизаторы работают при давлениях жидкости 6...8 МПа, а у рычажных оно составляет 25...40 МПа. По сравнению с рычажными амортизаторами у телескопических амортизаторов вдвое меньше масса, они имеют более простую конструкцию и достаточно высокую долговечность.

При движении машины в результате относительных перемещений подрессоренной и непрорессоренной масс, вызванных колебательными процессами и качением колес по поверхности с микронеровностями, поршень 5 (рис. 5.8, а) перемещается в рабочем цилиндре 3 амортизатора.

Наибольшее сопротивление амортизатор проявляет при ходе отдачи, т.е. при растяжении. Поршень 5 амортизатора перемещается вверх, и жидкость над поршнем сжимается. Перепускной клапан 9 при этом закрывается, и жидкость через внутренний ряд отверстий 7 в поршне поступает к прижато му пружины 4 клапану 6 отдачи, открывает его и поступает под поршень. Внутренний клапан 11, расположенный на корпусе клапана сжатия, пропускает через отверстие 2 из полости П амортизатора в рабочий цилиндр 3 жидкость в объеме, равном той части штока 8, которая выводится из цилиндра.

При ходе сжатия (рис. 5.8, б) поршень и шток движутся вниз, вытесняют жидкость через отверстие 10 и клапан 9 из-под поршня в пространство над поршнем. При этом жидкость, равная объему штока 8, вытесняется в резервуар через калиброванное отверстие 14. При большой скорости движения поршня возросшее давление жидкости преодолевает усилие пружины 13, клапан сжатия 12 открывается, что сопровождается уменьшением сопротивления амортизатора.

*Характеристика подвески автомобиля* представляет собой зависимость вертикальной нагрузки  $Z$  на колесо от деформации подвески — прогиба  $f$ , измеренного по перемещению оси колеса. Примерный вид возможной характеристики подвески показан на рис. 5.9.

Параметрами упругого элемента подвески являются:

*статический прогиб*  $f_{ст}$ , соответствующий статической нагрузке  $Z_{ст}$ ;

*динамический прогиб* до верхнего  $f_{д.в}$  и нижнего  $f_{д.н}$  ограничителей (включая прогиб ограничителей хода);

жесткость подвески  $c_n$ ;

коэффициент динамичности  $k_d$ .

Собственная частота колебаний зависит от статического прогиба подвески  $f_{ст}$ .

Желательно, чтобы статический прогиб составлял не менее 80...250 мм для легковых автомобилей и автобусов, 80...120 мм для грузовых автомобилей и 15...35 мм для тракторов.

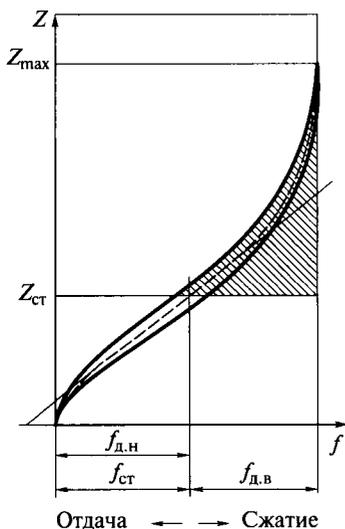


Рис. 5.9. Характеристика подвески автомобиля:

$Z$  — нагрузка;  $Z_{\max}$  — наибольшая нагрузка;  $Z_{\text{ст}}$  — статическая нагрузка;  $f$  — прогиб;  $f_{\text{д.н}}$  — динамический прогиб до нижнего ограничителя прогиба;  $f_{\text{д.в}}$  — динамический прогиб до верхнего ограничителя прогиба;  $f_{\text{ст}}$  — статический прогиб подвески; заштрихованная область характеризует наибольшую динамическую потенциальную энергию подвески

*Жесткость подвески*  $c_{\text{п}}$  это отношение вертикальной нагрузки  $Z$  к деформации (прогибу)  $f$  подвески

$$c_{\text{п}} = \frac{Z}{f}.$$

Жесткость подвески может быть постоянной или, как на рис. 5.9, переменной, соответственно и характеристика подвески в этом случае не является прямой линией.

*Коэффициент динамичности*  $k_{\text{д}}$  — это отношение наибольшей нагрузки  $Z_{\max}$ , которая может действовать на подвеску, к статической нагрузке  $Z_{\text{ст}}$ :

$$k_{\text{д}} = \frac{Z_{\max}}{Z_{\text{ст}}}.$$

При малом коэффициенте  $k_{\text{д}}$  наблюдаются частые удары в ограничитель хода («пробой подвески»); при больших его значениях подвеска в случае колебаний с большой амплитудой и ограниченной величине динамического хода будет очень жесткой. Как показывает опыт, при движении автомобиля по неровной дороге динамические нагрузки, передаваемые через подвеску, будут вызывать редкие удары в ограничитель хода при  $k_{\text{д}} = 2 \dots 3$ .

О способности подвески работать без ударов в ограничитель хода судят по динамической энергоемкости подвески. На рис. 5.9 штриховкой выделена площадь, соответствующая наибольшей динамической потенциальной энергии подвески, т.е. ее динамической энергоемкости. Чем выше динамическая энергоемкость подвески, тем меньше вероятность ударов в ограничитель при движении автомобиля по неровной дороге.

## 5.4. Колесный движитель

*Колесный движитель* служит для обеспечения движения машины, для передачи сил и моментов от ведущих мостов автомобиля или колесного трактора к опорной поверхности, а также для снижения динамических нагрузок на машину, вызванных неровностями дороги.

По назначению колеса делятся на ведомые, ведущие и управляемые. Основные требования, предъявляемые к колесам, — это минимальные затраты энергии при качении, курсовая устойчивость движения машины, минимальные биение и дисбаланс, высокая прочность.

Колеса машин бывают дисковые и бездисковые, с разборным и неразборным ободом. Колеса различаются также по габаритным размерам и грузоподъемности.

В конструкции *дискового колеса* обод 4 (рис. 5.10), имеющий специальный профиль, служит для установки пневматической шины 1.

Обод может быть глубоким или плоским. Глубокий обод делают у колес легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности. Особенностью глубокого обода является наличие выемки в его средней части, которая облегчает монтаж и демонтаж шины.

Колеса с плоским ободом используются на большинстве грузовых автомобилей. Плоский обод имеет неразъемное съемное бортовое кольцо 2 и удерживающее его пружинное кольцо 3. Такая

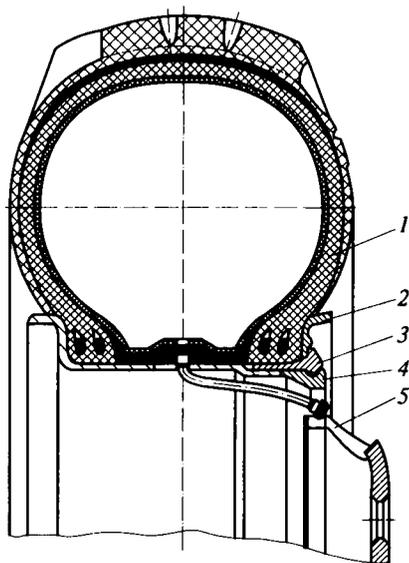


Рис. 5.10. Автомобильное дисковое колесо:

1 — пневматическая шина; 2 — бортовое кольцо; 3 — пружинное кольцо; 4 — обод; 5 — диск

конструкция облегчает монтаж и демонтаж шины. Диск 5 соединяет обод 4 со ступицей колеса.

*Бездисковые колеса* выполняются со спицевыми или барабанными ступицами. У спицевых ступиц пять-шесть спиц заменяют диски колес. На концах каждой спицы 4 (рис. 5.11, а) имеются конические поверхности, которые служат для установки и крепления обода 1 (обычно разборного). От поперечных смещений колесо удерживается несколькими прижимами 3. Шпильки 2 прижимов расположены по окружности большего, чем у дисковых колес, диаметра, поэтому они меньше нагружены. Барабанные ступицы используются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Обод 1 (рис. 5.11, б) колеса посажен на коническую часть барабана 5. Крепление колес такое же, как и на спицевых ступицах.

Основными преимуществами бездисковых колес по сравнению с дисковыми являются простота конструкции, меньшая стоимость и масса, а также удобство монтажно-демонтажных работ.

На машинах повышенной и высокой проходимости могут применяться колеса специального назначения, предназначенные для монтажа шин с широким профилем, низким и переменным давлением воздуха. Для шин с регулируемым давлением колеса специального назначения бывают обычного и уширенного профиля.

*Шина*, смонтированная на колесе, обеспечивает качение машины по дороге, смягчает толчки от неровностей и способствует рассеиванию энергии колебательных процессов при движении автомобиля.

Шины классифицируются:

- по назначению — для легковых, грузовых автомобилей и тракторные;
- форме профиля — обычные (тороидные), широкопрофильные, арочные и пневмокатки;

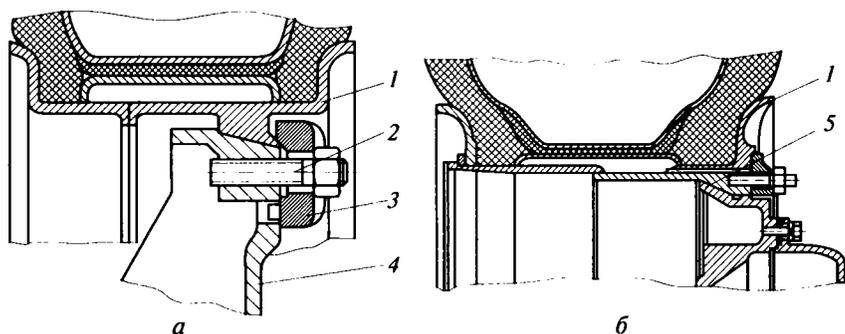


Рис. 5.11. Автомобильные бездисковые колеса со спицевыми (а) и барабанными (б) ступицами:

1 — обод; 2 — шпилька; 3 — прижим; 4 — спица; 5 — барабан

- внутреннему давлению — высокого давления (более 0,45 МПа), низкого (0,15... 0,45 МПа), сверхнизкого (0,05... 0,15 МПа) и регулируемого давления;

- рисунку протектора — дорожные, универсальные и повышенной проходимости;

- способу герметизации внутренней полости — камерные и бескамерные;

- способу работы — с нерегулируемым и регулируемым давлением воздуха;

- конструкции каркаса — диагональные, радиальные, бескарасные.

Шины должны обеспечивать:

- расчетную скорость движения;

- расчетную грузоподъемность;

- высокое сцепление с дорогой;

- высокую теплостойкость;

- низкие внутренние потери и сопротивление качению;

- высокие прочность и износостойкость;

- небольшой момент инерции движения;

- минимальные биение и дисбаланс;

- хорошую очищаемость протектора;

- малое давление на грунт.

Для шин общего назначения принято численное обозначение: первое число — ширина профиля  $B$ , мм; второе — посадочный диаметр обода  $d$ , мм; в скобках — те же обозначения в дюймах. Например, 220/508 (7,5/20) или 320 R508 (12R20), где буква  $R$  обозначает радиальную конструкцию шины.

Обозначения широкопрофильных и тракторных шин могут иметь особенности, содержать указания о ширине обода, расположении нитей корда, размере наружного диаметра и др. На боковой части шины указываются также в виде условных индексов завод-изготовитель, порядковый номер шины, дата выпуска, конструкция шины, информация о параметрах шины и др.

Колесные тракторы имеют шины низкого и сверхнизкого давления, которые делятся на шины для ведущих и направляющих колес. Все шины тракторного типа предназначены для работы со скоростью до 35 км/ч. Тракторные шины ведущих колес должны воспринимать нагрузки на колесо, обеспечивать передачу крутящего момента и создавать тяговое усилие. Шины направляющих колес, кроме восприятия нагрузки, должны обеспечивать хорошую управляемость колес. На тракторных прицепах различного назначения применяются шины несущих колес.

*Обычные (тороидные) шины* широко применяются на дорожных автомобилях и выпускаются в камерном и бескамерном исполнении.

*Камерные тороидные шины* состоят из покрышки, камеры и ободной ленты, которая надевается на обод под камеру. К основ-

ным конструкционным элементам покрышки относятся каркас 5 (рис. 5.12, а), образованный из слоев корда; протектор 1, подушечный слой (брекер) 2, боковины 6 и два бортовых проволоочных кольца 7 для придания бортам достаточной механической прочности. Пятка 8, основание 9 и носок 10 борта являются посадочными поверхностями покрышки на диск колеса.

Каркас 5 состоит из нескольких слоев прорезиненного корда толщиной 1,0... 1,5 мм, собранных крест-накрест. Для шин легковых автомобилей число слоев корда составляет 4—6, для шин грузовых автомобилей и автобусов — 6—14. Каркас несет основную нагрузку и от его качества зависят прочность, эластичность, износостойкость и другие качества шины. Для нитей корда применяются хлопчатобумажное волокно, вискоза, синтетические материалы (нейлон, капрон, перлон и др.) и стальная проволока (металлокорд).

Протектор 1 изготавливается из прочной, твердой, хорошо сцепляющейся изнашиванию резины. Поверхность протектора имеет рельеф (см. поз. 3 — рисунок протектора), ниже следует подканавочный слой 4. Рисунок протектора должен обеспечивать хорошее сцепление шины с дорогой. Для дорог с твердым покрытием применяется протектор с мелким симметричным или асимметричным рисунком. Для дорог смешанного типа наиболее выгоден уни-

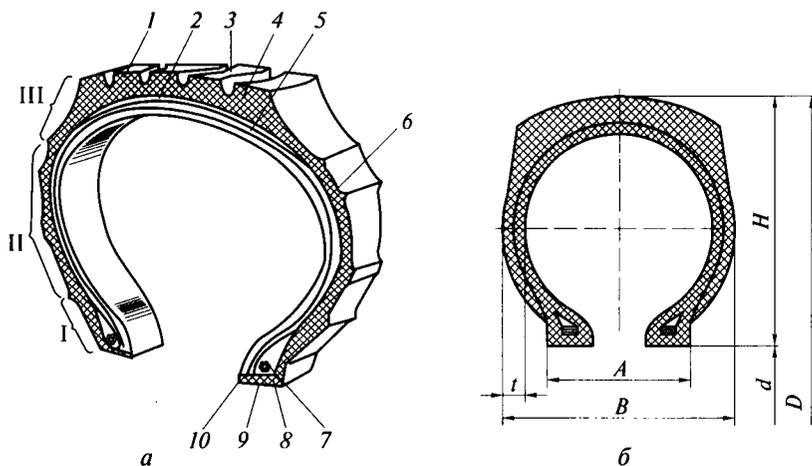


Рис. 5.12. Покрышка пневматической шины:

а — конструкция покрышки; б — геометрические параметры покрышки; 1 — протектор; 2 — подушечный слой (брекер); 3 — рисунок протектора; 4 — подканавочный слой; 5 — каркас; 6 — боковина; 7 — бортовое проволоочное кольцо; 8 — пятка борта; 9 — основание борта; 10 — носок борта; I — борт; II — боковая стенка; III — плечевая зона протектора; А — ширина обода; В — ширина профиля;  $t$  — толщина боковых стенок;  $H$  — высота профиля шины;  $D$  — диаметр шины;  $d$  — диаметр диска

версальный (комбинированный) рисунок протектора. На плохих дорогах используются шины с крупным рисунком (грунтозацепы).

*Брекер* толщиной 3...7 мм смягчает ударные нагрузки на каркас. В процессе работы он сильно нагревается (до 120 °С), поэтому для его изготовления применяются температуростойкие марки корда (вискозный и полиамидный).

Камеры изготавливаются из высокопрочной резины с большим (40...50 %) содержанием натурального или синтетического каучука.

Тороидные шины выпускаются и в бескамерном исполнении. За счет меньшей тепловой напряженности они имеют более высокий коэффициент сцепления и обеспечивают большую безопасность движения.

*Бескамерные тороидные шины* отличаются от камерных наличием уплотненной бортовой резины и внутреннего герметизирующего слоя, толщиной 1,5...3,0 мм, который у некоторых шин выполняется самоклеивающимся. Хороший теплообмен и повышенная прочность позволяют эксплуатировать бескамерные шины при высоких скоростях движения, срок службы этих шин примерно на 20 % больше, чем камерных.

В мировом автотракторостроении наблюдается тенденция к применению на машинах большой мощности и грузоподъемности шин с металлокордами. Высокая прочность стального корда обеспечивает ряд преимуществ таких шин: меньшее число слоев корда (два — четыре слоя корда в каркасе вместо восьми — четырнадцати), тоньше каркас, выше коэффициент сцепления, лучше теплопроводность и теплостойкость. Срок службы шин с металлокордом в 2 раза больше, чем обычных. Ведущие в мире производители шин выпускают для тракторов, работающих в тяжелых условиях, шины, армированные новым специальным высокопрочным материалом — кевларом. По данным испытаний шины, армированные кевларом, почти в 2 раза прочнее шин, армированных металлокордом.

Эффективность работы автомобиля в дорожных условиях разной сложности значительно повышается от применения *шин с регулируемым давлением*. Такие шины имеют уширенный (на 20...40 %) профиль, пониженную жесткость и хорошую эластичность. Эти шины имеют грунтозацепы глубиной 20...30 мм с канавками для лучшего теплоотвода. Автомобиль с такими колесами в условиях бездорожья может передвигаться на малой скорости при пониженном давлении в шинах. На дорогах с твердым покрытием давление в шинах необходимо повышать до нормальной величины. Это достигается системой централизованного регулирования давления воздуха.

*Широкопрофильные шины с регулируемым давлением* особенно перспективны в бескамерном исполнении. Разработка и произ-

водство широкопрофильных шин ведется в двух направлениях: широкопрофильные шины с переменным давлением, предназначенные для повышения проходимости полноприводных автомобилей, и широкопрофильные шины для замены сдвоенных колес задних мостов.

По сравнению с обычными (тороидными) широкопрофильные шины имеют ряд преимуществ: меньшую (на 15...25 %) массу, лучшее сцепление с дорогой за счет большей площади контакта, меньшие жесткость, внутреннее давление и сопротивление движению. Применение таких шин позволяет увеличить грузоподъемность, повысить экономичность, улучшить проходимость машины и обеспечить бóльшую безопасность движения.

*Арочные шины* обеспечивают высокую эффективность и экономичность работы в условиях бездорожья и смешанных дорог, отличаются от обычных шин увеличенной шириной профиля и имеют рисунок протектора с редко расположенными развитыми грунтозацепами. Площадь опоры арочной шины в 2,5—4 раза больше общей площади опоры обычных сдвоенных шин, однако арочные шины увеличивают нагрузку в трансмиссии, особенно на дорогах с твердым покрытием.

*Пневмокатки* применяются для автомобилей высокой проходимости и специальных машин, они повышают эффективность работы на деформируемых грунтах с малой несущей способностью (снег, сухой песок, торф и др.). Пневмокатки имеют тонкостенную оболочку, большую площадь контакта и низкое давление (0,01...0,07 МПа).

Соотношения геометрических размеров шин, показанные на рис. 5.12, б, зависят от конструктивного исполнения (табл. 5.1).

Работа шины сопровождается деформацией резины и воздуха, а следовательно, и гистерезисными потерями, которые в основ-

Таблица 5.1

**Соотношения геометрических размеров шин\* разного конструктивного исполнения**

Тип шины	$H/B$	$A/B$	$D/d$	$B/D$
Тороидная	0,9...1,06	0,45...0,65	1,8...2,6	0,2...0,3
Широкопрофильная	0,5...0,9	0,8...0,9	2,0...3,0	0,35...0,45
Арочная	0,3...0,5	0,9...1,0	2,0...2,5	0,5...0,7
Пневмокаток	0,2...0,3	—	3,0...5,0	0,6...1,5

\* Безразмерные величины соотношений получены при делении линейных размеров (в миллиметрах), характеризующих геометрию шин:  $H$  — высота профиля;  $B$  — ширина профиля;  $A$  — ширина обода;  $D, d$  — диаметры шины и диска.

ном зависят от амплитуды и частоты колебаний движущейся машины, а также от температуры среды. По своему предназначению шина должна поглощать энергию толчков и ударов при движении по неровностям пути, улучшать плавность хода, снижать динамические нагрузки для сохранения груза. Сопротивление движению машины существенно зависит от затрат энергии на трение в материале шины, в местах контакта ее с поверхностью пути и на аэродинамические процессы. При движении машины по дороге с твердым покрытием 90...95 % общих потерь в шине приходится на трение в материале шины.

Долговечность шины напрямую зависит от таких факторов, как нагрузка, рабочая скорость, касательная сила тяги, тип дороги, давление воздуха и др. С увеличением нагрузки на шину сверх допустимой, при понижении или повышении внутреннего давления в шине по сравнению с нормальным, с увеличением скорости движения и ухудшением качества дороги срок службы шины снижается. Зависимость изнашивания шины от касательной силы тяги имеет степенной характер. Определяющее влияние на процесс изнашивания шины может оказать техника вождения машины. Так, установлено, что при неумелом управлении износ шин вследствие резкого трогания с места может возрасти в 30—40 раз по сравнению с квалифицированным управлением машиной.

Для характеристики шин используется ряд оценочных показателей. К основным оценочным показателям автотракторных шин относят условную площадь контакта, КПД шины, коэффициент бокового увода, среднее давление на грунт и др.

С увеличением давления в шине, радиальной нагрузки, касательного усилия и размеров шины повышается значение коэффициента бокового увода. Коэффициент сцепления шины с грунтом зависит от конструкции и материала шины, нагрузки на колесо, условной площади контакта, скорости движения, допустимого коэффициента буксования и свойств грунта. Коэффициент сцепления при увеличении скорости движения на влажных дорогах с асфальтированным покрытием снижается очень интенсивно. С целью повышения коэффициента сцепления на обледенелых и заснеженных дорогах в шины устанавливают металлические шипы или используют протектор с завулканизированной спиральной стальной проволокой. Шины с шипами повышают устойчивость машины на поворотах, при боковом ветре и поперечном наклоне дороги, сокращают более чем в 2 раза тормозной путь на скользких дорогах, тем самым значительно повышают безопасность движения. В одну шину запрессовывается 100—250 шипов. Над поверхностью протектора шип должен выступать на 1,5...2,0 мм. В то же время следует отметить, что такие шины интенсивнее изнашивают дорожное покрытие и разрушают разметку дорог.

## 5.5. Гусеничный движитель

*Гусеничный движитель* обеспечивает перемещение трактора, передачу сил от ведущих колес трактора к опорной поверхности, поддержание его остова, натяжение и направление движения гусеничных цепей. Движитель состоит из ведущих и направляющих колес с амортизационно-натяжным устройством, опорных и поддерживающих катков, гусеничных цепей.

*Ведущие колеса*, вращаясь, перематывают гусеничную цепь и создают толкающие усилия, обеспечивая тем самым движение трактора. Ведущие колеса классифицируются:

- по месту расположения на тракторе — с передним и задним расположением;
- конструкции обода — с одинарным и двойным венцом;
- типу зацепления с гусеницей — цевочное, гребневое, зубовое.

Ведущие колеса с цевочным зацеплением получили преимущественное распространение на гусеничных тракторах. Ведущее колесо имеет форму звездочки, зуб которой при движении входит в цевочный проем звена гусеничной цепи. Толкающее усилие на гусеницу передается через *цевку* — специальную поверхность на звене гусеничной цепи, в которую упирается зуб ведущего колеса.

Место расположения ведущего колеса в зависимости от скорости движения трактора влияет на КПД машины. Так, при скоростях движения до 20 км/ч рациональным является заднее, а при больших скоростях — переднее расположение ведущих колес. Сельскохозяйственные тракторы и большинство промышленных тракторов имеют заднее расположение ведущих колес.

Высоту расположения ведущих колес от плоскости качения (беговых дорожек гусениц) выбирают в зависимости от типа подвески. При полужестких подвесках размер должен обеспечивать свободный сход трактора с разостланной гусеницы. Угол наклона задней ведущей ветви гусеницы у сельскохозяйственных тракторов должен составлять 1... 10°.

При упругих подвесках высота расположения ведущих колес от плоскости качения выбирается такой, чтобы предотвратить удары о почву при переезде препятствия с максимальной силой тяги на крюке, когда задние рессоры подвески имеют дополнительную деформацию.

При использовании балансирных и индивидуальных подвесок у промышленных тракторов для предотвращения ударов о почву при деформации упругих элементов подвески колеса приподнимают выше, и угол подъема нижней ветви гусеницы составляет 20... 30°.

Наибольшее распространение на тракторах получили ведущие колеса с одинарным венцом (см. поз. 1 на рис. 4.39), которые проще по конструкции и обеспечивают хорошую самоочищаемость

от налипшей грязи. На тяжелых промышленных тракторах устанавливаются сдвоенные ведущие колеса (см. поз. 7 на рис. 4.40).

Для облегчения обслуживания и ремонта ведущие колеса делают составными. Зубчатый венец болтами прикрепляется к ступице, к ней же обычно крепят и ведомую шестерню конечной передачи. Венцы ведущих колес отливаются из специальной хромоникелевой или хромованадиевой стали с последующей их термической обработкой.

*Направляющие колеса* обеспечивают направление движения гусеничной цепи и изменение степени его натяжения; они должны хорошо самоочищаться от грязи и снега. Направляющие колеса классифицируются:

- по типу обода — с одинарным и со сдвоенным ободом;
- способу крепления — на кривошипе и на ползунах;
- наличию амортизирующего устройства — с амортизирующим устройством и без него.

У всех гусеничных тракторов направляющие колеса являются элементом натяжных устройств. С их помощью уменьшают степень натяжения гусеничной цепи для демонтажа гусеницы или же увеличивают степень предварительного натяжения, так как при провисании гусеничной цепи резко увеличиваются потери на самопередвижение трактора и возможно соскакивание гусеницы при работе.

Для изменения натяжения гусеничной цепи ступицы направляющего колеса устанавливают на коленчатой оси или на ползунах. Первый способ применяют при балансирной или индивидуальной подвеске (коленчатую ось закрепляют на остова трактора), второй — при полужесткой (ползуны устанавливают на тележках гусениц).

На рис. 5.13, *а* показан вариант установки направляющего колеса 1 на ползуне 2, скользящем по тележке 5 гусениц. Для изменения натяжения гусеницы вращают регулировочную гайку 3, накрученную на натяжной винт, конец которого связан с ползуном 2. На ползуне закреплена ось направляющего колеса 1. На натяжной винт передается усилие предварительно сжатой пружины 4 амортизирующего устройства, уменьшающего силу ударов по деталям тележки 5, передающуюся на остов трактора.

В конструкции, изображенной на рис. 5.13, *б*, направляющее колесо 1 установлено на ползуне 2, который скользит по направляющему стержню 6, размещенному на кронштейнах, закрепленных на тележке 5 гусениц. По направляющему стержню 6 скользит фасонная втулка 7 с осью направляющего колеса. На натяжной винт надевается предварительно сжатая двойная пружина 4 амортизирующего устройства.

При использовании балансирных или индивидуальных подвесок, когда тележка гусеничных рам отсутствует, направляющее колесо 1 (рис. 5.14) вместе с натяжным винтом 9 и пружиной 6

амортизационно-натяжного устройства крепят на лонжероне рамы трактора. В этом случае оси 2 направляющих колес всегда устанавливают на кривошипах 3, шарнирно закрепленных на раме трактора.

По сравнению со схемами на рис. 5.13 конструкция, изображенная на рис. 5.14, имеет то преимущество, что амортизирующее устройство поглощает не только горизонтальные, но и вертикальные толчки, действующие на направляющее колесо.

При преодолении трактором препятствий или попаданий между катком и звеном гусеницы твердых предметов натяжение гусеницы увеличивается. Возникающее при этом дополнительное усилие в гусенице воздействует на направляющее колесо 1, поворачивая его с кривошипом 3 вокруг оси. От кривошипа через натяжной винт 9 усилие передается на блок 4 шарниров, который, поворачиваясь вокруг оси 7, сжимает амортизационную пружину 6. При умень-

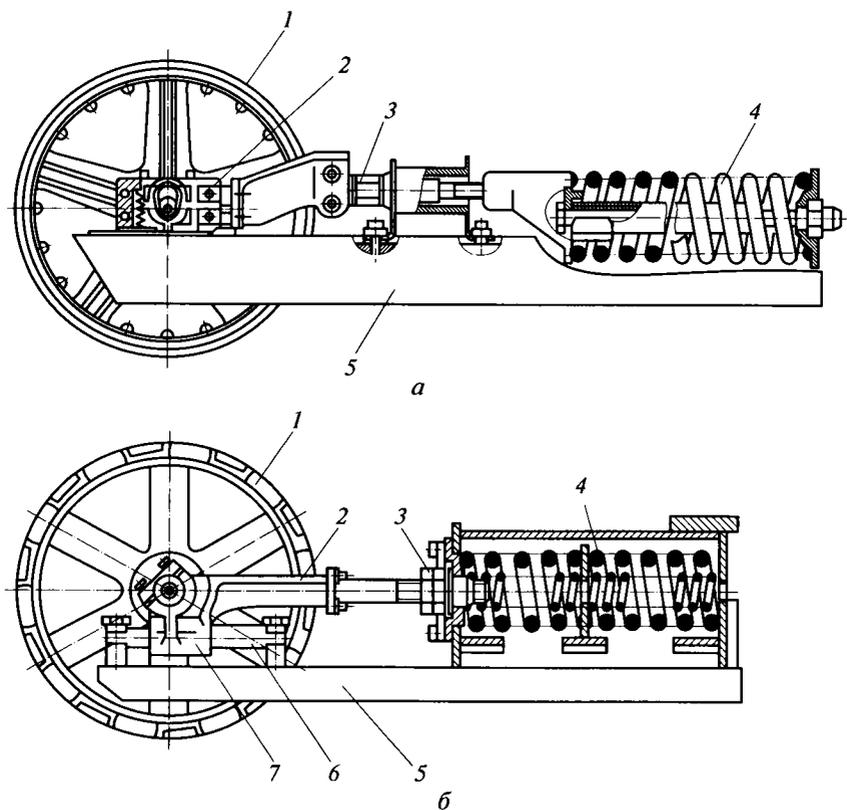


Рис. 5.13. Схема установки направляющего колеса на ползуне, скользящем по тележке (а) и направляющему стержню (б):

1 — направляющее колесо; 2 — ползун; 3 — регулировочная гайка с натяжным винтом; 4 — пружина; 5 — тележка; 6 — направляющий стержень; 7 — втулка

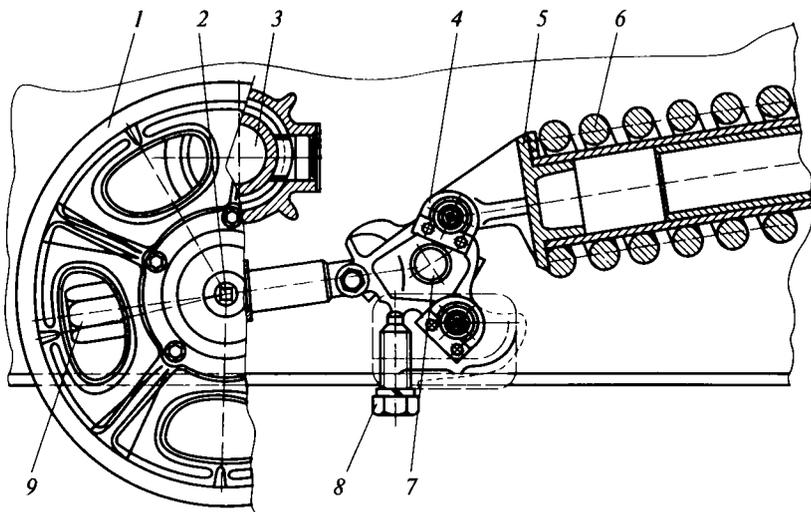


Рис. 5.14. Амортизационно-натяжное устройство трактора с балансирной или индивидуальной упругой подвеской:

1 — направляющее колесо; 2 — ось направляющего колеса; 3 — кривошип; 4 — блок шарниров; 5 — шток; 6 — пружина; 7 — ось; 8 — упорный болт; 9 — натяжной винт

шении усилия амортизационная пружина возвращает блок шарниров и направляющее колесо 1 в первоначальное положение. Упорный болт 8 через блок шарниров обеспечивает предварительное натяжение амортизационной пружины. С помощью натяжного винта 9 и кривошипа 3 можно перемещать направляющие колеса с целью изменения натяжения при монтаже и демонтаже гусеницы.

Если направляющее колесо опущено и одновременно работает как опорный каток, то его устанавливают также на уровне опорной поверхности и оборудуют эластичной подвеской.

На сельскохозяйственных тракторах с полужесткой подвеской направляющие колеса несколько приподнимают над плоскостью качения так, чтобы нижняя ветвь гусеницы образовывала с почвой угол  $1 \dots 5^\circ$ .

При использовании балансирных и индивидуальных подвесок для предотвращения ударов о почву при деформации упругих элементов подвески направляющие колеса располагают выше, и угол подвеса нижней ветви гусеницы составляет  $5 \dots 25^\circ$ .

Для уменьшения потерь в ходовой системе при перематывании гусеницы диаметр направляющего колеса делают по возможности большим. В сельскохозяйственных тракторах выдерживают величину этого диаметра на  $50 \dots 100$  мм меньшей наружного диаметра ведущего колеса.

Конструкция обода направляющего колеса определяется типом гусеничной цепи и способом ее зацепления с ведущим колесом.

При цевочном зацеплении обод колеса может быть гладким или с кольцевым выступом посередине, который препятствует спаданию гусеничной цепи во время работы. Для этой же цели на направляющем колесе делают реборды (ограничительные выступы). Очень часто обод колеса изготавливают сдвоенным.

В некоторых случаях, при необходимости увеличить длину опорной поверхности без увеличения базы трактора, направляющие колеса делают несущими, т.е. они одновременно работают и как опорные катки, воспринимая часть веса трактора. Такие направляющие колеса устанавливают на болотных тракторах, где нужно иметь максимальную опорную поверхность, и на малогабаритных тракторах.

Направляющее колесо у сельскохозяйственного трактора приподнято над землей на небольшую высоту, поэтому при наезде на неровности и препятствия оно воспринимает удары.

Пружина амортизирующего устройства предохраняет детали ходовой системы трактора от этих ударов, а также от перегрузок, которые могут возникнуть при попадании посторонних предметов между опорными катками и гусеницей. Если сила, действующая на направляющее колесо, становится больше силы максимального сжатия пружины, последняя полностью сжимается и ее амортизирующее действие прекращается.

Для гусеничных тракторов упругий ход при деформации пружины амортизирующего устройства составляет 60... 130 мм.

*Опорные катки* передают на почву вес остова, а также направляют движение трактора по гусеничной цепи; они должны оказывать небольшое сопротивление при движении трактора, иметь хорошо защищенные подшипники от попадания внутрь абразивных частиц и влаги.

По конструкции опорные катки бывают одинарные и сдвоенные.

Опорные катки относятся к числу наиболее нагруженных деталей трактора, которые работают в неблагоприятных условиях, они воспринимают все толчки и удары, возникающие при работе трактора, находятся в непосредственном контакте с почвой, что способствует попаданию на их трущиеся поверхности абразивных частиц и влаги.

Размеры и расположение катков определяются назначением трактора и типом подвески. Катки большого размера оказывают меньшее сопротивление перекатыванию, чем малые катки, но следует помнить, что при увеличении диаметра катка число катков, которое можно разместить на одной и той же длине опорной поверхности, уменьшается. При уменьшении числа опорных катков создается неблагоприятное распределение давления на почву. Вес тракто-

ра в этом случае передается на гусеничную цепь через небольшое число точек, что приводит к сосредоточению сил и появлению зон максимальных давлений под катками. Для создания равномерного давления необходимо устанавливать катки меньших размеров, хотя они и оказывают большое сопротивление движению.

С учетом этого у относительно тихоходных сельскохозяйственных тракторов, для которых распределение давления на почву имеет решающее значение, размеры опорных катков уменьшают; на быстроходных тракторах, для которых важно небольшое сопротивление движению, применяют катки больших диаметров (см. поз. 10 на рис. 5.2).

Отношение диаметра опорных катков к шагу гусеничной цепи для сельскохозяйственных тракторов составляет 1—1,25, для быстроходных гусеничных машин — 1,5—5.

На большинстве сельскохозяйственных тракторов применяют двоярные опорные катки с гладким ободом 1 (рис. 5.15, а).

Форма обода катка определяется конструкцией гусеничной цепи. Так, ободья опорных катков при использовании составных гусеничных цепей имеют реборды, направляющие гусеницу по кат-

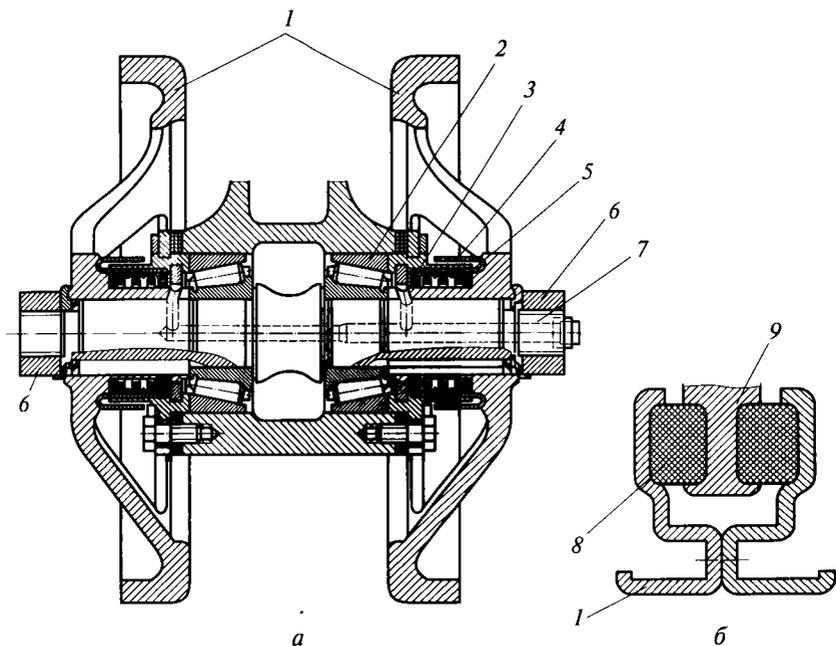


Рис. 5.15. Опорный каток с гладким ободом:

а — двоярным; б — одинарным с внутренним амортизатором; 1 — обод; 2 — роликоподшипник; 3 — резиновая манжета торцового уплотнителя; 4 — лабиринтное уплотнение; 5 — пружина торцового уплотнения; 6 — гайка оси катка; 7 — ось катка; 8 — резиновый амортизатор; 9 — диск

кам и предохраняющие гусеницу от спадания. Для увеличения числа опорных катков при неизменной длине опорной поверхности катки с ребордами чередуют с гладкими катками. При использовании гусеничных цепей с цельными звеньями ободья опорных катков делают гладкими.

В транспортных, промышленных и других тракторах применяют опорные катки одинарные с гладкими ободьями, а также с резиновыми бандажами или с внутренними амортизаторами в катках. Резиновые бандажи и амортизаторы как упругие элементы смягчают удары, резко уменьшают шум при движении трактора и увеличивают срок службы гусеничной цепи и опорного катка. Внутренние амортизаторы представляют собой резиновые кольца, заложенные между металлическим ободом и диском катка. В зависимости от способа установки резиновые амортизаторы могут работать и на смятие, и на срез. Например в одинарном опорном катке с внутренним амортизатором обод *1* (рис. 5.15, б) катка состоит из двух половин, соединенных болтами. Между ободом *1* и диском *9* опорного катка трактора заложены два резиновых амортизатора *8*, работающих на срез и смятие по поверхностям контакта резиновых колец с ободом и диском.

В зависимости от конструкции подвески оси опорных катков делают двухопорными и консольными. Двухопорные оси используют при полужестких подвесках, когда ось закрепляется в П-образной раме тележки гусеницы. При таких катках полость рамы тележки может забиваться грязью.

Установка катков на консолях обеспечивает хорошую самоочищаемость, но ось в этом случае работает в более нагруженных условиях.

Опорные катки устанавливают на подшипниках качения, иногда используют подшипники скольжения. Подшипники смазывают консистентной смазкой через штуцеры в торце оси. Все большее распространение получает жидкостная смазка подшипников.

В настоящее время применяются торцовые и комбинированные уплотнения (см., например, поз. 3—5 на рис. 5.15, а), которые обеспечивают высокую герметичность узла и увеличивают срок службы по сравнению с радиальными уплотнениями в 2—3 раза.

*Поддерживающие катки* устанавливают для поддержания верхней ветви гусеницы. В полужестких подвесках их закрепляют на верхней части рамы тележек гусениц, а в упругих — на консольных кронштейнах, расположенных на раме трактора.

Для снижения шума при работе ободья поддерживающих катков некоторых тракторов оснащают резиновыми бандажами. Размеры поддерживающих катков определяют из условия обеспечения его вращения под действием сил трения движущейся гусеницы.

*Гусеничная цепь* передает вес трактора на почву и реализует тяговые усилия, она должна обеспечивать высокие сцепные свойства с грунтом независимо от почвы, а также создавать небольшое сопротивление движению трактора.

По конструкции гусеничные цепи бывают с составными и цельными звеньями, по материалу — металлические, резинометаллические и эластичные.

Работая в очень напряженных условиях, в абразивной среде и влаге, гусеничные цепи во многом определяют ресурс ходовой системы трактора. Срок службы гусеничных цепей (500... 2 000 ч) приблизительно в 2—3 раза меньше, чем срок службы других агрегатов трактора. Наиболее распространенной причиной выхода гусеницы из строя является износ шарниров, которые могут быть открытыми или закрытыми по исполнению. Закрытые шарниры бывают с игольчатыми подшипниками или с упругим элементом.

На рис. 5.16 показана гусеничная цепь с открытым шарниром, состоящая из цельнолитых звеньев гусеницы с укороченным 1 и удлиненным 7 грунтозацепом с цевочным зацеплением, соединенных пальцем 2. Звенья гусеницы изготавливаются из высокомарганцовистой стали, их не подвергают никакой механической обработке.

Открытый с большими зазорами шарнир не препятствует проникновению абразивных частиц к трущимся поверхностям, что и вызывает их интенсивный износ.

Несмотря на небольшой срок службы, такие гусеницы благодаря простоте изготовления и малой металлоемкости (10... 15 % массы трактора), возможности установки на машинах, работаю-

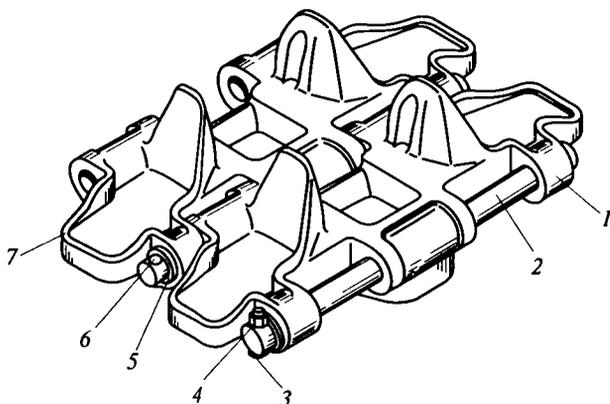


Рис. 5.16. Гусеничная цепь с открытым шарниром:

1, 7 — звенья гусеницы с укороченным и удлиненным грунтозацепами; 2 — палец; 3 — болт; 4 — гайка; 5 — шайба; 6 — заклепка

щих на повышенных скоростях, получили широкое применение на отечественных тракторах.

Закрытый шарнир изолирует поверхности трения от попадания абразивных частиц, благодаря чему срок службы гусениц с закрытыми шарнирами в 1,5—2 раза превышает срок службы гусениц с открытыми шарнирами. Кроме того, закрытый шарнир приподнят над беговой дорожкой гусеницы, что также улучшает условия его работы. Подобные конструкции используют на гусеницах с составными звеньями.

Недостатками гусениц с закрытым шарниром являются большая металлоемкость (до 25 % массы трактора), а также сложность изготовления. Для запрессовки пальцев и втулок в рельсы гусеницы требуется специальное оборудование.

Из-за большой массы составные гусеницы применяют на тихоходных тракторах с полужесткой подвеской. Составные гусеницы нельзя считать перспективными, так как они помимо указанных недостатков создают большое сопротивление движению трактора, снижая его КПД и ухудшая экономичность работы.

Высокие эксплуатационные свойства имеют резинометаллические гусеничные цепи. Их основные достоинства — бесшумность работы, высокий КПД и износостойкость при работе в среде с большим содержанием абразивных частиц, смягчение ударов, передаваемых на трансмиссию со стороны ходовой части.

В настоящее время используют два типа сочленений звеньев в подобных гусеничных цепях: с пальцевыми резинометаллическими шарнирами и бесшарнирные, у которых непосредственный контакт и трение металлических поверхностей заменены внутримолекулярным трением в промежуточных резиновых элементах.

На рис. 5.17, *а* изображено литое звено 2 гусеничной цепи, в котором резиновые втулки 3 расположены в проушинах только с одной стороны звена и палец 4 закреплен болтами 1. На рис. 5.17, *б* изображена конструкция, в которой резиновые втулки 3 установлены во всех проушинах. В первом случае угол закручивания резиновых втулок при работе равен углу относительного поворота звеньев на ведущем колесе трактора, во втором, при прочих равных условиях, угол закручивания каждой втулки вдвое меньше, что уменьшает нагрузку на них.

Наиболее опасными для разрушения резиновых втулок являются радиальные деформации. В связи с этим разработана конструкция резинометаллического шарнира с ограничителем радиальной деформации резиновых втулок (рис. 5.17, *в*). На палец 4 звена 2 поочередно надеты резиновые 3 и металлические 5 втулки. Наружный диаметр резиновых втулок больше диаметра металлических. В обычных условиях эксплуатации, когда силы тяги не превышают средних значений, работают резиновые втулки. Когда сила

тяги приближается к максимальной, деформация резиновых втулок 3 увеличивается, и в контакт с проушиной вступает металлическая втулка 5. С этого момента работают обе втулки и радиальная нагрузка резиновых втулок уменьшается.

На рис. 5.17, *г* показана резинометаллическая гусеничная цепь с составными звеньями, шарнирная со сплошной резиновой втулкой 3. Резиновая втулка крепится к пальцу 4 звена. Полученный комплект запрессовывается в металлическую втулку 6, а эта втулка — в рельсы 7 гусеничной цепи.

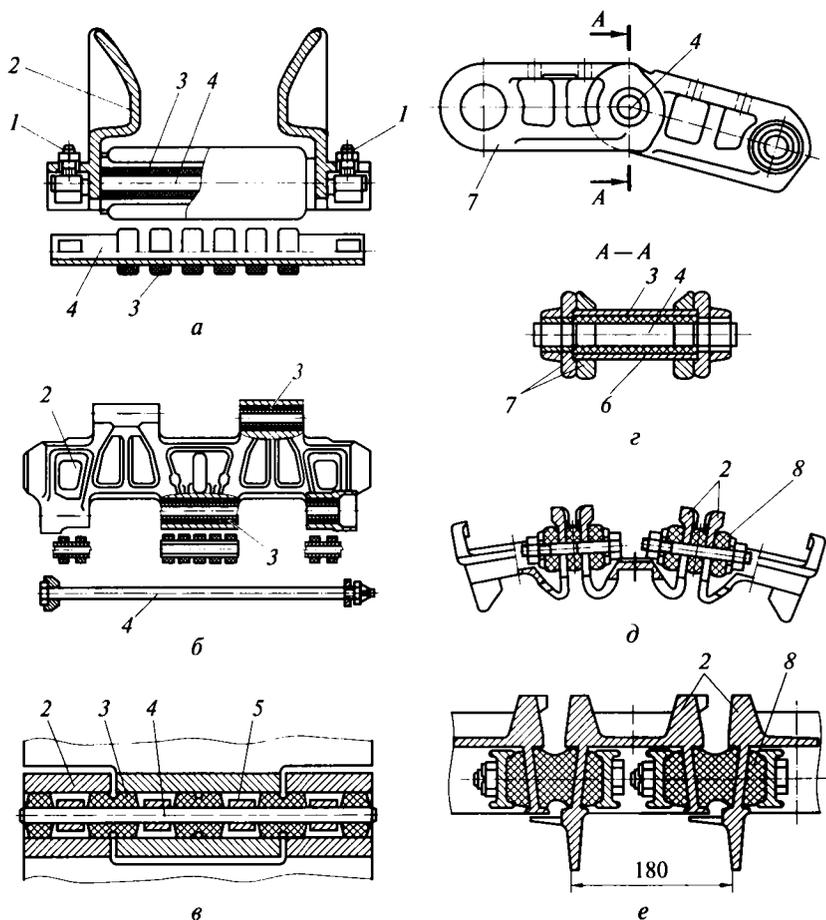


Рис. 5.17. Резинометаллические гусеничные цепи:

*а, б* — шарнирные с резиновыми втулками; *в* — то же, с ограничителем радиальной деформации резиновых втулок; *г* — шарнирные со сплошной резиновой втулкой; *д, е* — бесшарнирные; 1 — болт; 2 — звено; 3 — резиновая втулка; 4 — палец; 5, 6 — металлические втулки; 7 — рельсы гусеничной цепи; 8 — резиновый блок

Для уменьшения деформации резиновых элементов в процессе работы трактора при сборке резинометаллических гусеничных цепей соседние звенья устанавливают под углом одно относительно другого. Этот угол равен половине угла поворота звеньев на ведущем колесе трактора. Способы установки и крепления резиновых элементов в таких шарнирах разнообразны, в их числе вулканизация, наклейка, запрессовка и др.

На рис. 5.17, *д, е* изображены бесшарнирные резинометаллические гусеничные цепи тракторов, у которых роль шарниров выполняют резиновые блоки *δ*, установленные между сопряженными звеньями 2 гусеничной цепи. Подобные гусеничные цепи имеют большой срок службы при работе трактора на песчаных почвах. Однако они имеют большую массу (около 28 % массы трактора), сложны по конструкции, большинство их деталей необходимо подвергать механической обработке.

### Контрольные вопросы

1. Укажите назначение и требования, предъявляемые к ходовой части.
2. Каковы назначение и конструктивные типы рам?
3. Приведите данные о классификации и конструкции колеса.
4. Какая существует классификация применяемых шин?
5. Назовите требования, предъявляемые к шине.
6. Опишите конструкцию тороидной шины.
7. Какие элементы входят в гусеничный движитель?
8. Укажите назначение и типы амортизационно-натяжного устройства.
9. Опишите конструкцию гусеничных цепей.
10. Каковы назначение и классификация подвески?
11. Какие требования предъявляются к подвеске?
12. Каково назначение отдельных элементов подвески?
13. Какие конструкции упругого элемента применяются в подвеске?
14. Опишите устройство и работу рессорной подвески.
15. Опишите устройство и принцип работы гидропневматической подвески.
16. Каковы назначение и принцип работы телескопического амортизатора?
17. Что показывает характеристика подвески?

## Глава 6

# СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ И КОЛЕСНЫМ ТРАКТОРОМ

### 6.1. Рулевое управление

Рулевое управление предназначено для поддержания прямолинейного движения автомобиля в заданном направлении и изменения его в случае необходимости путем поворота управляемых колес.

Поворачивающий момент, необходимый для изменения направления движения колесного трактора, может создаваться как поворотом управляемых колес, так и изменением вращающих моментов на ведущих колесах. Возможно сочетание обоих этих способов.

Поворот управляемых колес относительно продольной оси машины проводится следующими способами:

- поворотом всей оси с установленными на ней колесами — этот способ используется на пропашных тракторах, когда имеются только одно или два спаренных колеса, установленных на короткой оси;
- поворотом управляемых колес при неподвижной балке моста;
- относительным поворотом шарнирно сочлененных полурам с закрепленными на них колесами.

Поворот трактора путем изменения соотношения моментов на ведущих колесах (аналогично гусеничным тракторам) используется только на специальных машинах.

Комбинированный способ применяется для пропашных тракторов, где для уменьшения радиуса поворота поворачивают направляющие колеса и тормозят одно из ведущих колес.

*Рулевое управление должно обеспечивать:*

- легкость управления, т. е. приложение небольшого усилия на рулевом колесе при ограниченном угле его поворота;
- хорошую управляемость машины с возможно меньшим радиусом поворота;
- обратимость рулевого механизма, т. е. способность повернутых колес самостоятельно под действием стабилизирующего момента возвращаться в положение, соответствующее прямолинейному движению;
- качение колес с минимальным поперечным уводом и продольным скольжением при повороте;

- минимальную передачу на рулевое колесо ударов и толчков при наезде управляемых колес машины на неровности дороги;
- хорошую курсовую устойчивость при прямолинейном движении машины и правильную кинематику поворота (качение колес по концентрическим окружностям);
- пропорциональность усилия на рулевое колесо и момента, поворачивающего управляемые колеса («чувство дороги»);
- высокую надежность и безотказность в работе.

По числу управляемых колес различают рулевое управление с управляемыми колесами передней оси, с управляемыми колесами двух осей, с управляемыми колесами трех и более осей.

*Рулевое управление состоит* из рулевого механизма и рулевого привода (рис. 6.1, а). Рулевой механизм, в который входит рулевое колесо 1 с редуктором 2, обеспечивает увеличение подводимого к управляемым колесам 5 и 8 поворачивающего момента. В рулевой привод входят поворотные цапфы 6, 7, поворотные рычаги 4, 9, поперечная 10 и продольная 12 тяги, а также сошка 3.

По принципу действия рулевое управление машины может быть механическим, механическим с усилителем (пневматическим, гидравлическим или электрическим) и гидравлическим.

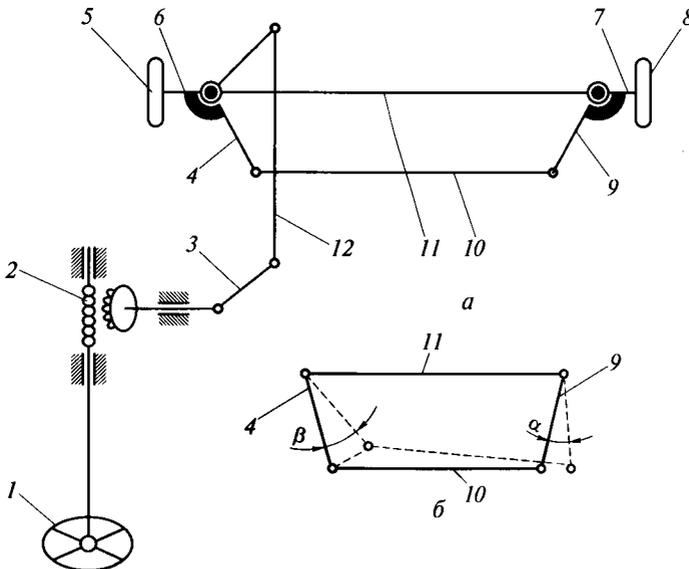


Рис. 6.1. Кинематическая схема рулевого управления:

а — рулевой механизм и рулевой привод; б — рулевая трапеция; 1 — рулевое колесо; 2 — редуктор; 3 — сошка; 4, 9 — поворотные рычаги; 5, 8 — управляемые колеса; 6, 7 — поворотные цапфы; 10 — поперечная тяга; 11 — балка переднего моста; 12 — продольная тяга;  $\alpha$ ,  $\beta$  — углы поворота управляемых колес

Рулевое управление механическое с усилителем не только облегчает управление автомобилем в нормальных условиях движения, но и повышает безопасность движения, так как в случае прокола шины на большой скорости оно позволяет удержать автомобиль на дороге.

В грузовых автомобилях, снабженных пневматическим тормозным приводом, пневматическую систему можно использовать и для обслуживания усилителя рулевого управления, хотя габаритные размеры его при этом значительно больше по сравнению с размерами гидравлического усилителя.

Гидравлическое рулевое управление применяют на колесных тракторах с поворотом шарнирно сочлененных полурам.

Управляемость машины, устойчивость движения и усилия на рулевом колесе в значительной степени зависят от передаточного числа  $i_{p,y}$  рулевого управления, равного произведению передаточных чисел рулевого механизма  $i_{p,m}$  и рулевого привода  $i_{p,p}$ :

$$i_{p,y} = i_{p,m} i_{p,p},$$

где  $i_{p,m}$  — передаточное число рулевого механизма, равное отношению угла поворота рулевого колеса к углу поворота вала сошки;  $i_{p,p}$  — передаточное число рулевого привода, определяемое как отношение плеч рычагов привода, т.е. являющееся величиной, изменяющейся в процессе поворота, хотя и в небольших пределах ( $i_{p,p} = 0,85 \dots 1,1$ ).

Передаточные числа рулевых механизмов автомобилей находятся в пределах  $i_{p,y} = 16 \dots 24$ .

*Рулевой механизм* преобразует поворот рулевого колеса в угловое перемещение рулевой сошки или в поперечное перемещение рейки. Рулевые механизмы проектируют таким образом, чтобы снизить отдачу силового воздействия со стороны пути на руки водителя.

Преобразующие пары редуктора рулевого механизма могут выполняться червячными (червяк — ролик или сектор), винтовыми (винт — гайка), реечными (шестерня — рейка) и комбинированными.

В качестве примера на рис. 6.2 показан рулевой механизм автомобиля с парой червяк — боковой сектор.

Аналогичные рулевые механизмы устанавливаются на некоторых моделях автомобилей и колесных тракторах. В этих передачах червяк 4 цилиндрический, а на боковой стороне сектора 5 нарезаны спиральные зубья. Передаточное число передачи постоянное. Вращение от рулевого колеса через вал 12 рулевого механизма передается червяку 4, затем с сектора 5 на вал 17 рулевой сошки.

На автомобилях большой грузоподъемности часто устанавливают комбинированный рулевой механизм в виде сочетания винт — гайка — рейка — сектор. Для уменьшения коэффициента трения

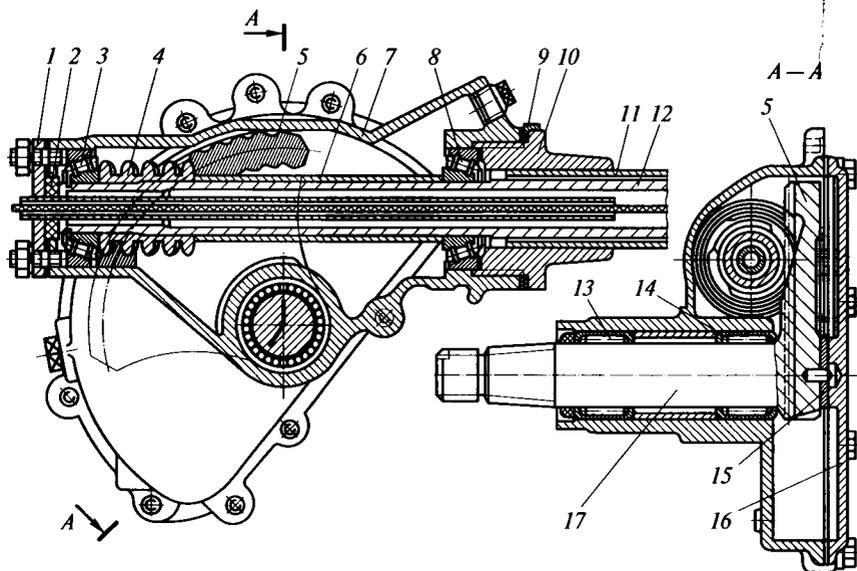


Рис. 6.2. Рулевой механизм автомобиля с парой червяк—боковой сектор:  
 1 — нижняя крышка; 2 — сальник; 3, 8 — конические роликоподшипники; 4 — червяк; 5 — сектор; 6 — распорная втулка; 7 — картер; 9 — регулировочные прокладки; 10 — верхняя крышка; 11 — колонка; 12 — вал рулевого механизма; 13, 14 — игольчатые подшипники; 15 — упорная шайба; 16 — боковая крышка; 17 — вал рулевой сошки

сопряжение винт—гайка осуществляется через циркулирующие шарики.

При повороте водителем рулевого колеса поворот винта 3 (рис. 6.3) приводит к продольному перемещению гайки 4 вместе с поршнем-рейкой 2. Перемещаясь, поршень-рейка поворачивает через зубчатый сектор 12 вал 10 сошки и рулевую сошку 11.

*Рулевой привод* служит для силовой связи вала сошки или рейки с поворотными цапфами управляемых колес.

Преобладающее распространение получили механические рулевые приводы из-за их относительной простоты в особенности для машин с одним управляемым мостом.

Обязательным звеном привода является рулевая трапеция, простейшая схема которой для одного управляемого моста приведена на рис. 6.1, б. В нее входят поворотные рычаги 4, 9, поперечная тяга 10 и балка 11 переднего моста. Размеры элементов трапеции подбирают так, чтобы получить необходимое для правильной кинематики соотношение углов  $\alpha$  и  $\beta$  поворота управляемых колес.

Рулевые приводы подразделяются по месту расположения рулевой трапеции на рулевые приводы с передней рулевой трапецией, расположенной впереди оси управляемых колес, и на руле-

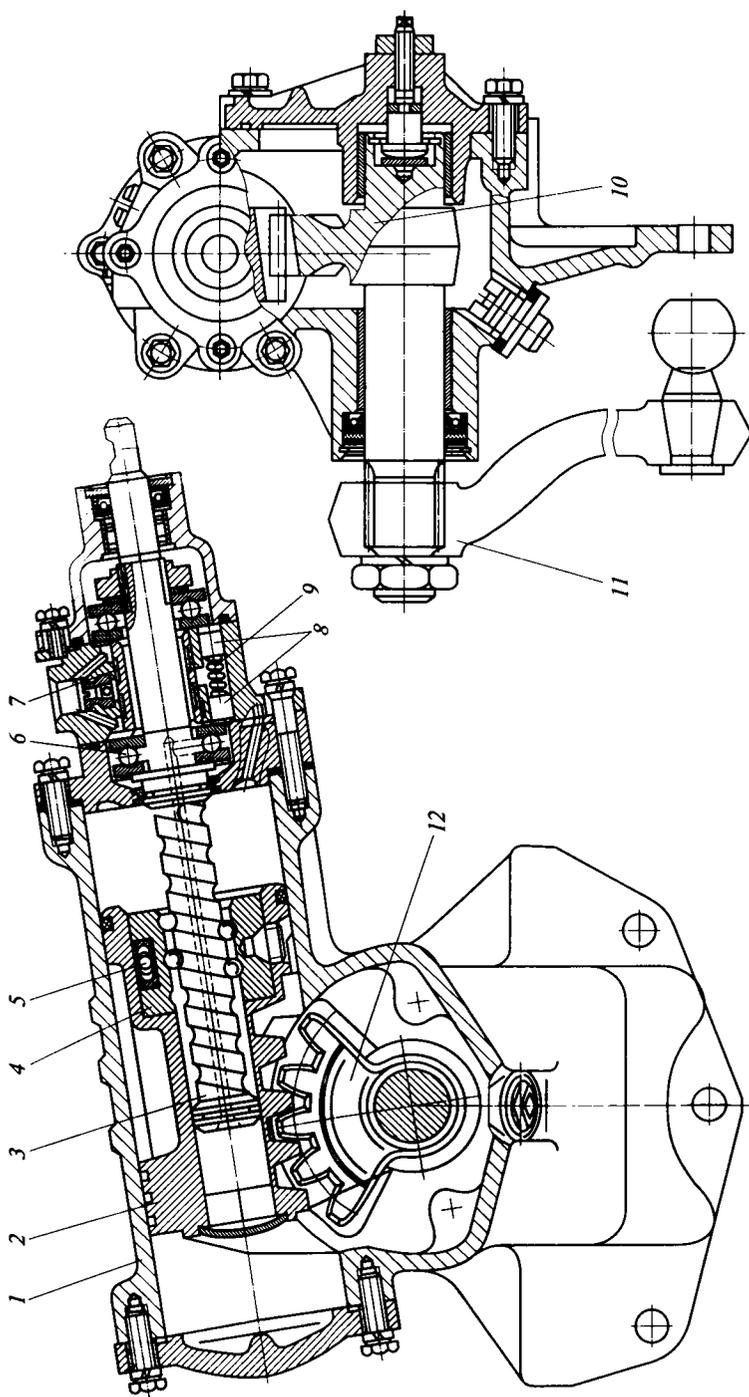


Рис. 6.3. Рулевой механизм с гидроусилителем.

1 — картер; 2 — поршень-рейка; 3 — винт; 4 — гайка; 5 — шарик; 6 — упорный подшипник; 7 — упорный подшипник; 8 — упорный подшипник; 9 — шарик; 10 — вал рулевой сошки; 11 — вал рулевой сошки; 12 — зубчатый сектор плунжера; 9 — пружина; 10 — вал рулевой сошки; 11 — вал рулевой сошки; 12 — зубчатый сектор

вые приводы с задней рулевой трапецией, расположенной за осью колес. Кроме того, она может быть разрезной или неразрезной.

При зависимой подвеске управляемых колес поперечная тяга обычно цельная — неразрезная, при независимой подвеске подъем или опускание одного из управляемых колес в случае применения цельной поперечной тяги вызывал бы их произвольный поворот. Чтобы избежать этого поперечную тягу делают разрезной, состоящей из двух или трех звеньев, а шарниры, связывающие их, располагают в точках, близких к осям качания рычагов подвески. В результате этого устраняется произвольный поворот колес при их вертикальном перемещении (при движении автомобиля по неровностям). Расположение продольной тяги тоже выбирают так, чтобы кинематика подвески не влияла на кинематику поворота управляемых колес. Тяги рулевых приводов обычно изготавливают из бесшовных стальных труб для уменьшения массы и повышения жесткости тяг.

Шаровые шарниры служат для подвижного соединения без зазоров тяг и рычагов рулевого привода. На рис. 6.4, *a—в* показаны конструкции крепления шаровой опоры пальца 2 внутри рычага 3 через специальные антифрикционные вкладыши — су-

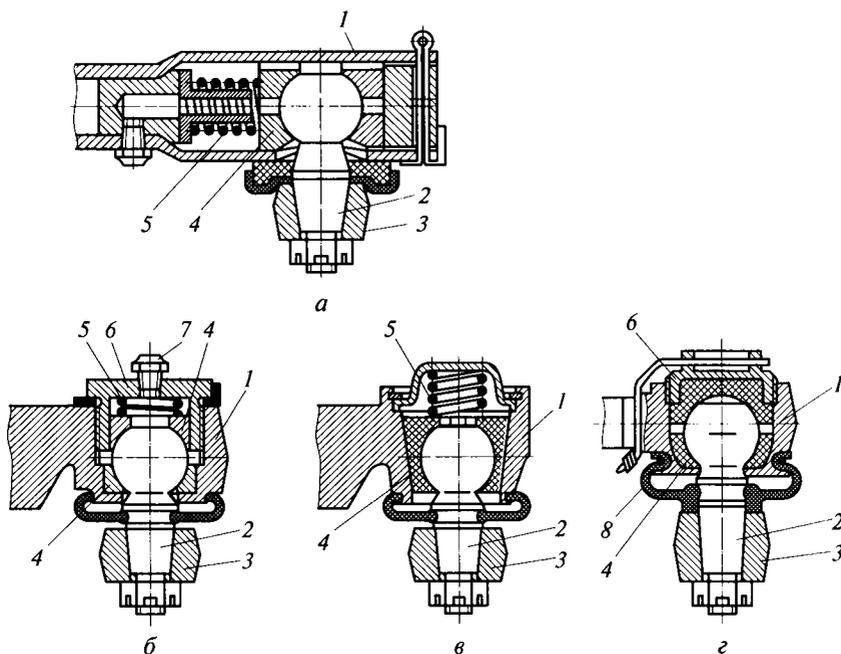


Рис. 6.4. Шаровые шарниры рулевых тяг:

*a—в* — с осевыми, поперечными и клиновыми сухарями; *z* — регулируемый шарнир; 1 — корпус; 2 — палец; 3 — рычаг; 4 — сухарь; 5 — пружина; 6 — резьбовая пробка; 7 — масленка; 8 — пыльник

хари 4. Плотность соединения достигается применением в конструкции пружины 5. В конструкции с регулируемым шарниром (рис. 6.4, з) для этой цели служит резьбовая пробка 6. Пружины 5 (см. рис. 6.4, а—в) компенсируют износ и ликвидируют зазоры между сухарем 4 и сферической поверхностью пальца 2, а также смягчают удары, передаваемые со стороны колес.

Более перспективными являются шарниры с сухарями из пластмасс (нейлона, капрона, полиуретана и др.). Для таких сухарей после пропитывания специальным составом не требуется смазывание в процессе эксплуатации.

Рулевой привод помимо высокого КПД должен обладать большой жесткостью, предотвращающей упругие деформации деталей привода. В этом случае при движении автомобиля исключаются влияние управляемых колес и ухудшение курсовой устойчивости.

Наличие зазоров в рулевом механизме и в шарнирах рулевого привода приводит к появлению свободного хода рулевого колеса. При слишком большой его величине управление автомобилем на высоких скоростях движения становится затруднительным из-за влияния автомобиля.

При аварийных столкновениях или резком торможении автомобиля большую опасность представляют расположенные перед водителем рулевое колесо и колонка. Для уменьшения опасности травмирования водителя в этих ситуациях рулевое колесо и колонку изготавливают травмобезопасными, т.е. со специальными ослабленными деталями, которые легко деформируются при силовом воздействии. С этой же целью в рулевое колесо может помещаться подушка безопасности.

## 6.2. Усилители рулевого управления

*Усилитель рулевого привода* служит для уменьшения усилий, затрачиваемых водителем на управление автомобилем или колесным трактором, а также для обеспечения возможности управляемого движения автомобиля с высокой скоростью при внезапном и резком уменьшении давления воздуха в одной из шин управляемых колес.

Усилители позволяют облегчить управление, особенно при выходе из глубокой колеи или борозды, смягчить удары на рулевое колесо от неровностей дороги, сократить время поворота и сохранить устойчивость прямолинейного движения.

Основные требования к усилителям следующие:

- обеспечивать возможность управления машиной в любых условиях с определенным пределом пропорциональности усилия на рулевом колесе к сопротивлению поворота колес, чтобы у водителя сохранялось «чувство дороги»;

- не препятствовать стабилизации управляемых колес под действием стабилизирующего момента, т.е. возвращаться в положение, соответствующее прямолинейному движению;
- предотвращать передачу толчков от колес на рулевое колесо;
- обеспечивать высокую чувствительность для минимального времени срабатывания системы.

Применяемые усилители являются следящими системами с обратной связью, которые автоматически воспроизводят (отслеживают) закономерность изменения сигнала, создаваемого водителем на органах управления. В рулевых управлениях следящее устройство обеспечивает соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес.

Обратная связь, под действием которой приостанавливается подача энергии к исполнительному механизму при прекращении поворота рулевого колеса, может быть как механическая, в виде системы рычагов, так и гидравлическая. Усилители могут быть гидравлические, пневматические, электрические и смешанного типа. Наиболее широкое распространение в рулевом приводе получили гидроусилители.

*Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем* изображена на рис. 6.5. Насос 11 подает рабочую жидкость из бака 12 по напорной линии 10 к распределителю 1. При *прямолинейном движении* золотник 7 распределителя 1 находится посередине и рабочая жидкость к соединительным линиям 5, 6 не поступает. По сливным линиям 14 рабочая жидкость возвращается в бак 12.

При *повороте* рулевого колеса 9 *вправо* сошка 8 перемещает золотник 7 распределителя 1 влево. Напорная линия 10 соединяется с соединительной линией 5, подающей рабочую жидкость в верхнюю полость силового цилиндра 4. Поршень, шток которого соединен с поворотным рычагом 3 управляемого колеса машины, перемещается вниз, и колеса поворачиваются вправо. По линиям 6, 14 рабочая жидкость возвращается в бак 12.

При *повороте* рулевого колеса 9 *влево* сошка 8 перемещает золотник 7 распределителя 1 вправо. Напорная линия 10 соединяется с соединительной линией 6, подающей жидкость в нижнюю полость силового цилиндра 4. Поршень перемещается вверх, и колеса поворачиваются влево. По линиям 5, 14 рабочая жидкость возвращается в бак 12.

Корпус распределителя 1 сделан подвижным и тягой 2 обратной связи соединяется с рычагом 3. При повороте управляемого колеса машины тяга 2 перемещает корпус распределителя 1 в сторону перемещения золотника 7. *В момент остановки* рулевого колеса золотник 7 оказывается в нейтральном положении относительно корпуса распределителя, соединительные линии 5 и 6 разобщаются с напорной линией 10, и подача жидкости к силовому цилиндру 4 прекращается. При этом рабочая жидкость из насоса

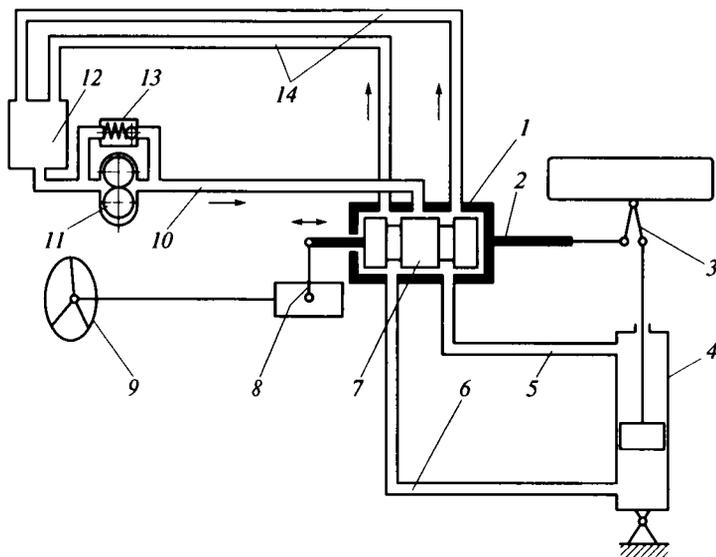


Рис. 6.5. Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем: 1 — распределитель; 2 — тяга обратной связи; 3 — рычаг; 4 — силовой цилиндр; 5, 6 — соединительные линии; 7 — золотник; 8 — сошка; 9 — рулевое колесо; 10 — напорная линия; 11 — насос; 12 — бак; 13 — перепускной клапан; 14 — сливные линии; —> — направление движения рабочей жидкости; <—> — направление перемещения золотника

через перепускной клапан 13 вновь поступает к насосу 11. Для поворота управляемых колес на больший угол необходимо продолжить поворот рулевого колеса и сместить золотник 7.

В зависимости от конструкции распределителя следящее действие может осуществляться либо по перемещению рулевого колеса, либо по силе сопротивления повороту или с использованием обоих методов (комбинированный распределитель).

Распределитель, обеспечивающий следящее действие по перемещению, описан при рассмотрении схемы, изображенной на рис. 6.5. Отличительной его чертой является механическая обратная связь, осуществляемая связующим элементом — тягой 2 обратной связи.

В зависимости от места установки распределителя и исполнительного элемента, и по наличию обратной связи гидроусилитель рулевого привода может быть выполнен по одной из четырех компоновочных схем, приведенных на рис. 6.6, а—г.

1. В схеме гидроусилителя на рис. 6.6, а (автомобили ЗИЛ, КамАЗ, тракторы ЛТЗ и МТЗ) распределитель Р, силовой цилиндр СЦ и рулевой механизм РМ объединены в одном агрегате. В качестве примера можно привести конструкцию, показанную на рис. 6.3.

В РМ с гидроусилителем картер 1 (см. рис. 6.3) механизма является одновременно цилиндром гидроусилителя. Поворот водителем рулевого колеса и винта 3 приводит к его продольному перемещению в поршне-рейке 2 и созданию осевого усилия на упорном подшипнике 6. К картеру 1 РМ прикреплен клапан управления с золотником 7 и реактивными плунжерами 8, разжатыми пружиной 9.

Если осевая сила, создаваемая водителем на упорном подшипнике 6, превышает усилие сжатия пружин, то упорный подшипник перемещает плунжеры и золотник. При этом одна полость цилиндра гидроусилителя сообщается с линией высокого давления, связывающей гидронасос с РМ, а из другой полости масло возвращается в насос. Поршень-рейка 2 под возросшим давлением масла начинает перемещаться и при этом поворачивает вал 10 рулевой сошки и саму сошку 11. С увеличением сопротивления повороту управляемых колес возрастают давление в цилиндре и под реактивными плунжерами, а также усилие на рулевом колесе. Следовательно, с изменением сопротивления повороту управляемых колес пропорционально изменяется сопротивление повороту рулевого колеса, тем самым создается у водителя «чувство дороги». С прекращением поворота рулевого колеса масло в течение короткого периода времени продолжает перемещать поршень-рейку 2 с винтом 3, сдвигая при этом золотник 7 к среднему положению, что вызывает снижение давления в цилиндре до необходимого уровня для удержания колес в установленном положении и прекращает движение поршня-рейки, а также поворот управляемых колес.

К преимуществам этой схемы следует отнести компактность, минимальную длину трубопроводов и, как следствие, высокое быстродействие. Существенным недостатком является нагружение всех элементов рулевого привода и частично рулевого механизма, а также большие габаритные размеры основного агрегата, что затрудняет его компоновку.

2. В схеме гидроусилителя на рис. 6.6, б (автомобили БелАЗ, МАЗ) совместно скомпонованные Р и СЦ расположены отдельно от РМ в продольной рулевой тяге.

В рассматриваемой схеме используется обычный РМ и трубопроводы небольшой длины. Недостатками этой схемы по сравнению с первой являются большая масса гидроусилителя и определенное месторасположение СЦ, так как скомпонованный с ним Р должен быть связан с сошкой.

3. В схеме гидроусилителя на рис. 6.6, в (автомобили ГАЗ) все основные элементы (РМ, Р и СЦ) расположены отдельно один от другого, что обеспечивает удобство их компоновки на автомобиле, а также возможность использования стандартных деталей рулевого управления и типового РМ.

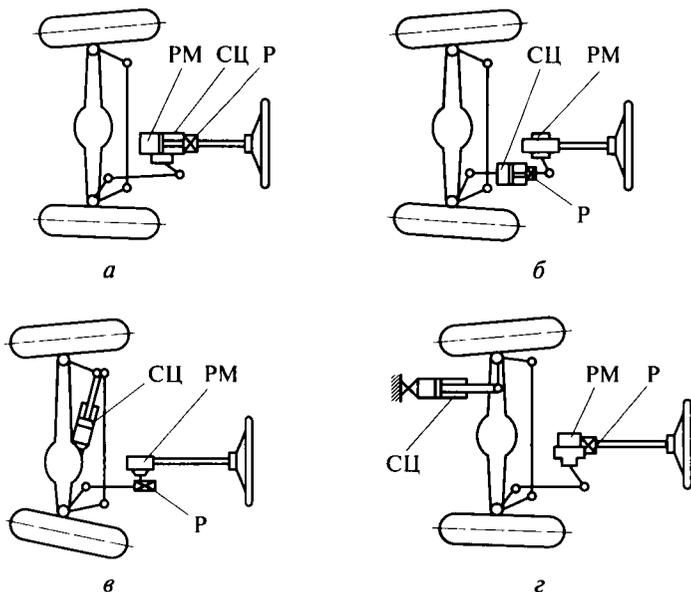


Рис. 6.6. Компоновочные схемы гидроусилителей:

*а* — совместное расположение распределителя Р, силового цилиндра СЦ и рулевого механизма РМ; *б* — совместное расположение Р и СЦ и отдельное расположение РМ; *в* — раздельное расположение Р, СЦ и РМ; *г* — совместное расположение Р и РМ и отдельное расположение СЦ

Распределитель на грузовом автомобиле размещен в продольной тяге, а СЦ — на переднем мосту. Включение СЦ в схему вблизи управляемых колес позволяет разгрузить значительную часть элементов рулевого управления от действия больших сил.

Недостатком схемы является большая длина трубопроводов, что приводит к снижению чувствительности и повышению вероятности возникновения колебательных процессов в системе гидроусилителя.

Принципиальное устройство гидроусилителя, выполненного по этой схеме, и его работа рассмотрены ранее (см. рис. 6.5).

4. В схеме гидроусилителя на рис. 6.6, *г* (автомобили «Урал», КраЗ, тракторы К-703, Т-150К с шарнирно сочлененной рамой) предусматривается расположение Р в картере РМ, а СЦ (у тракторов двух СЦ) в рулевом приводе. У тракторов с шарнирно сочлененной рамой поворачивающий момент создается двумя СЦ, действующими на поперечные рычаги, прикрепленные к одной из полурам.

На рис. 6.7 изображена схема рулевого управления с гидроусилителем трактора К-703 в режиме поворота. Схема включает в себя рулевое колесо 3, РМ (пара червяк 4 — сектор 5), распределитель

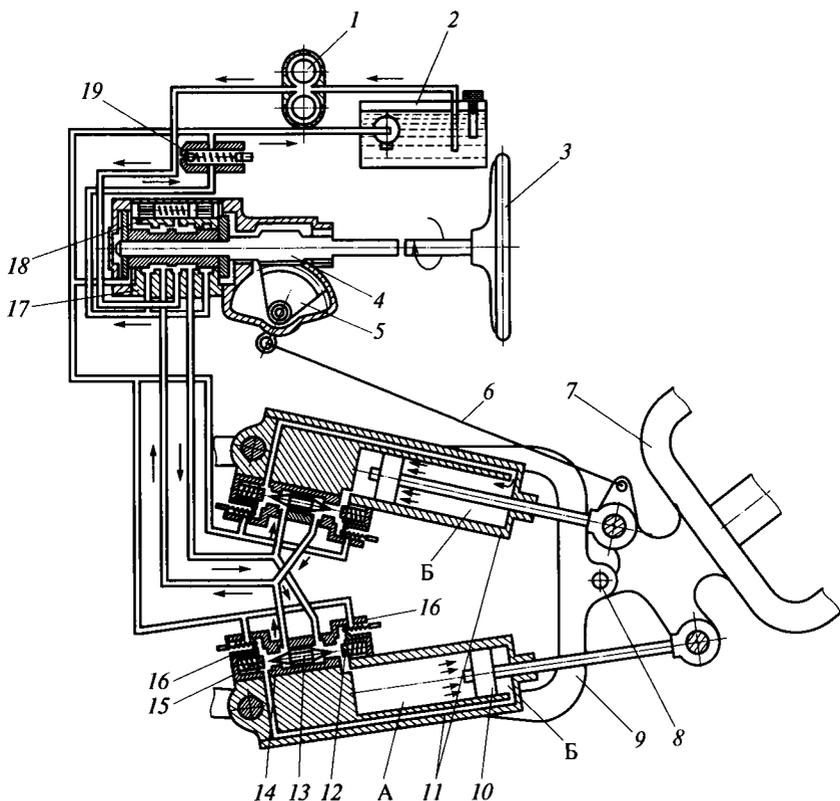


Рис. 6.7. Схема рулевого управления с гидроусилителем трактора К-703 в режиме поворота:

1 — гидронасос; 2 — масляный бак; 3 — рулевое колесо; 4 — червяк; 5 — сектор; 6 — тяга обратной связи; 7, 9 — полурама; 8 — ось; 10 — поршень СЦ; 11 — силовые цилиндры; 12, 15 — запорные клапаны; 13 — поршень-толкатель; 14 — клапанная коробка; 16, 19 — предохранительные клапаны; 17 — распределитель; 18 — золотник; → — направление движения рабочей жидкости; А — поршневая полость СЦ; Б — штоковая полость СЦ

тель 17 с предохранительным клапаном 19, два СЦ 11 поворота, гидронасос 1, масляный бак 2 и маслопроводы.

Следящее действие осуществляется по перемещению полурам 7 и 9 при помощи тяги 6 обратной связи, соединяющей рулевую сошку с задней полурамой 7. Гидроцилиндры двухстороннего действия (СЦ 11) шарнирно соединены с полурамами 9 и 7. На крышках СЦ укреплены клапанные коробки 14 с двумя запорными клапанами 12, 15, поджимаемыми пружинами. Между клапанами установлен поршень-толкатель 13. Для предотвращения поломок СЦ при повышенных давлениях установлены предохранительные клапаны 16, соединяющие полости СЦ со сливной линией.

При прямолинейном движении трактора СЦ // находятся в закрытом положении и удерживают полурамы от поворота вокруг оси 8. Золотник 18 под действием пружин установлен в нейтральном положении. Гидронасос 1 перекачивает масло из бака 2 через распределитель 17 и возвращает его в бак.

При повороте рулевого колеса 3 червяк 4, поворачиваясь при неподвижном секторе 5, перемещает золотник 18. При этом напорная линия соединяется с клапанными коробками 14. Под действием давления запорные клапаны напорных магистралей обоих СЦ открываются, поступающее в полости А и Б цилиндров масло перемещает поршни 10 со штоками в разные стороны, и в результате полурамы поворачиваются одна относительно другой. Вытесняемое из СЦ масло через открытые поршнем-толкателем 13 запорные клапаны сливных магистралей поступает в масляный бак. Тяга 6 обратной связи через сошку поворачивает сектор 5, стремясь вернуть золотник в нейтральное положение. Как только поворот рулевого колеса прекращается, тяга 6 и плунжеры возвращают золотник 18 распределителя 17 в нейтральное положение, запорные клапаны закрываются и фиксируют полурамы в заданном положении.

### 6.3. Тормозные системы

*Тормозные системы* машины служат для того, чтобы снижать с разной степенью интенсивности скорость движения до полной остановки или до необходимой величины, а также удерживать машину на стоянках и уклонах. В гусеничных и некоторых типах колесных тракторов тормозные системы обеспечивают торможение отстающих гусениц (колес) при поворотах.

Тормозные системы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- возможность стабильного торможения с заданной эффективностью;
- плавность торможения и курсовая устойчивость автомобиля при торможении;
- хороший теплоотвод от тормозных механизмов;
- возможность сохранения необходимого зазора между тормозными накладками и барабаном (диском) при относительно редкой его регулировке;
- отсутствие скрипа при торможении;
- удобство управления, т. е. малое усилие на педали или на рукоятке при ограниченном их ходе;
- правильное распределение тормозного момента между отдельными тормозами;
- отсутствие самозатягивания тормозов при вертикальных перемещениях колес и повороте автомобиля;

- соблюдение пропорциональности между усилием на педали и тормозной силой на колесах;
- эксплуатационная надежность и быстрое срабатывание тормозной системы.

На современных автомобилях и тяжелых колесных тракторах устанавливаются *рабочая, запасная и стояночная тормозные системы.*

*Вспомогательную тормозную систему* дополнительно к указанным устанавливают на большегрузных автомобилях и автопоездах массой более 16 т, ее используют при торможении автомобиля на длинных пологих спусках.

Кроме того, автопоезда оборудуются тормозной системой, которая необходима для снижения скорости прицепа и экстренного его торможения в случае обрыва сцепки.

*Рабочая и запасная тормозные системы* служат для снижения скорости движения и полной остановки автомобиля.

Запасная тормозная система, срабатывающая при отказе рабочей, является ее частью и использует общие с ней тормозные механизмы и системы приводов.

Тормозные системы состоят из тормозного механизма, служащего для замедления вращения колес или одного из валов трансмиссии, и тормозного привода, необходимого для приведения в действие тормозного механизма при помощи педали (рабочий колесный тормоз) или рукоятки (стояночный тормоз).

*Тормозные механизмы* в зависимости от места расположения на шасси машины различают колесные и трансмиссионные.

В колесных тормозных механизмах тормозной момент действует непосредственно на ступицу колеса (через вращающуюся вместе с ней деталь), а в трансмиссионных тормозных механизмах на один из валов трансмиссии машины и к колесам тормозной момент подводится уже через элементы трансмиссии, расположенные за тормозным механизмом.

Тормозные механизмы по форме трущихся не вращающихся деталей бывают колодочные, ленточные и дисковые, а по форме вращающихся деталей — барабанные и дисковые.

Детали, обеспечивающие выполнение торможения (колодки и ленты) на барабанных тормозных механизмах, могут быть расположены снаружи и внутри барабана, соответственно барабанный тормозной механизм называют внутренним и наружным.

Дисковый тормозной механизм может быть с вращающимися дисками и невращающимися дисками, производящими торможение. Дисковый тормозной механизм по числу дисков выполняется однодисковым, двухдисковым и многодисковым.

Если на вращающуюся деталь тормоза (например, на барабан) воздействует одна система деталей, производящих торможение (например, колодки или ленты), то тормоз называют одинарным. Когда на вращающуюся деталь тормоза воздействуют две системы

деталей, производящих торможение, с самостоятельными приводами от рукоятки и от педали, то такой тормозной механизм называют двойным.

Тормозной механизм является уравновешенным, когда при торможении не создается дополнительного усилия на ось или на подшипники ступицы колеса. В противном случае тормозной механизм является неуравновешенным. Чтобы колодочный барабанный тормозной механизм был уравновешенным, силы, действующие на обе его колодки, должны приводиться к одинаковому равнодействующим, а пары колодок дискового тормоза располагаются симметрично по поверхности диска и по обе его стороны.

Для увеличения эффективности торможения в тормозном механизме с самоусилением используются силы трения, действующие между одной из колодок и барабаном, или силы заклинивания (например, роликов).

В настоящее время наиболее распространен колесный тормозной механизм барабанного типа с внутренними колодками, реже с дисками; трансмиссионный тормозной механизм обычно выполняют барабанного типа с наружными колодками или лентой или дискового типа с колодками. Колесные тормозные механизмы с наружными колодками и лентами не применяют, так как в этом случае поверхность трения тормоза трудно защитить от попадания грязи и влаги.

На грузовых автомобилях обычно применяются колодочные тормоза, на гусеничных тракторах — наружные ленточные (см. подразд. 4.10). Получают распространение на тех и других машинах, в том числе и на тяжелых колесных тракторах, дисковые тормоза.

На рис. 6.8 приведены четыре схемы барабанных тормозных механизмов с действующими на колодки силами, в том числе схемы с односторонним расположением опор (рис. 6.8, *а*, *б*), с разнесенными опорами (рис. 6.8, *в*) и с одной опорой и самоусилением (рис. 6.8, *г*).

На схемах, изображенных на рис. 6.8, *а*, *в* и *г*, приводные силы  $P$ , действующие на колодки, одинаковые, а в схеме на рис. 6.8, *б* — разные, но симметричный профиль разжимного кулака обеспечивает равные перемещения колодок.

Из приведенных схем наибольшей стабильностью момента трения тормоза обладают колесные тормозные механизмы с односторонним расположением опор, изображенные на рис. 6.8, *а*, *б*. Конструкции выполненных по этим схемам колесных колодочных тормозных механизмов, имеющие разжимные устройства в виде гидроцилиндра и кулака, показаны на рис. 6.9, *а*, *б*. Опорный диск  $Z$  тормозных механизмов заднего моста крепится к фланцу кожуха полуоси, а опорный диск  $Z$  переднего моста — к фланцу поворотного кулака. Тормозные барабаны  $1б$  крепятся на ступицу колеса.

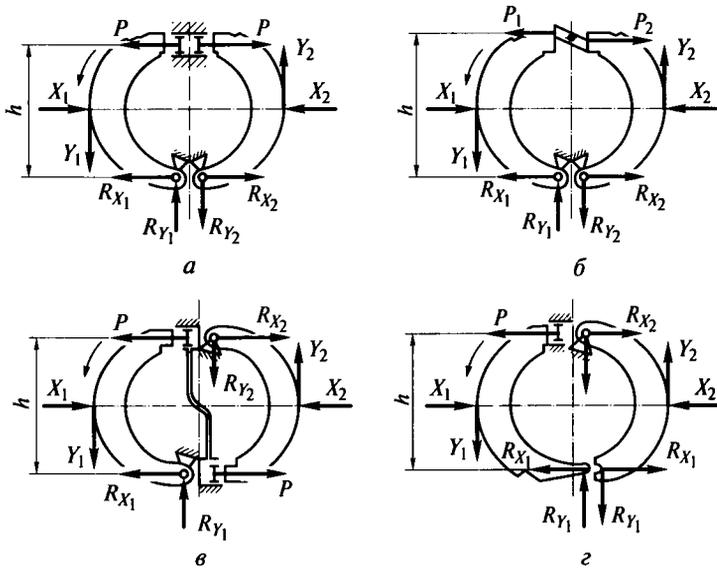


Рис. 6.8. Схемы барабанных тормозных механизмов:

*а* — с односторонним расположением опор и одинаковыми приводными силами; *б* — с односторонним расположением опор и одинаковыми перемещениями колодок; *в* — с разнесенными опорами и одинаковыми приводными силами; *г* — с одной опорой и самоусилением; *h* — расстояние между точками опоры колодки; *P* — приводная сила; *X* — усилие прижима колодок к барабану; *Y* — сила трения между колодкой и барабаном; *R* — реакция опор колодок; индексы 1, 2 везде соответствуют передней и задней колодкам

В тормозных механизмах с приводным гидроцилиндром (см. рис. 6.9, *а*) стяжная пружина 4 стягивает обе тормозные колодки 1 и 6 до упора в регулировочные эксцентрики 11, под которые поставлены фиксирующие пружины 10 эксцентрика. Поворотом регулировочного эксцентрика 11 регулируют зазор между колодками и барабаном. Колодки посажены на эксцентрики 13 опорных пальцев 14, которые закреплены в опорном диске 3 гайками. По мере изнашивания накладок колодок их нижние опоры раздвигают. Тем самым сохраняется максимальная площадь соприкосновения колодок с тормозным барабаном. Направляющие скобы 5 с пластинчатыми пружинами удерживают колодки от боковых смещений. При торможении верхние концы колодок раздвигаются поршнями колесных цилиндров 2 разжимного гидравлического устройства и прижимаются к тормозным барабанам, в результате чего создается фрикционный тормозной момент.

В тормозных механизмах с разжимным кулаком (рис. 6.9, *б*) на эксцентриковых осях 17 установлены две тормозные колодки 1. Колодки разжимаются профильными поверхностями разжимного

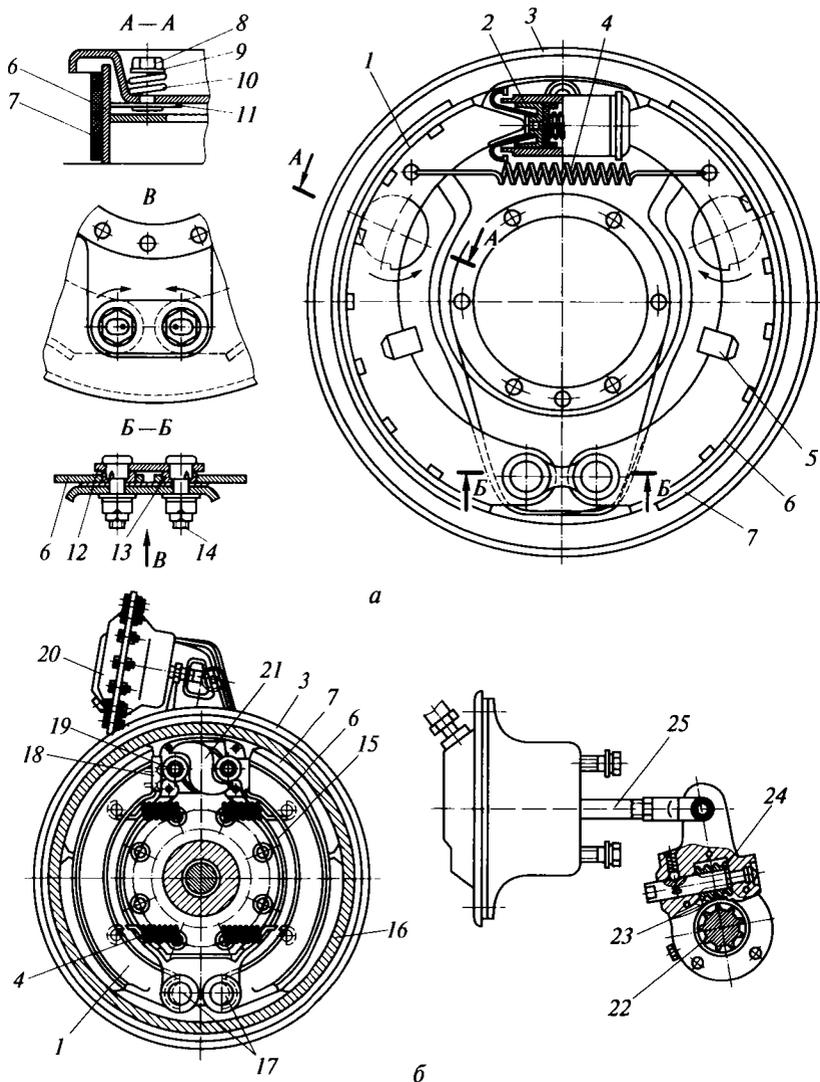


Рис. 6.9. Конструкции колодочных тормозных механизмов:

*а* — с приводным гидроцилиндром (тормозной барабан снят); *б* — с разжимным кулаком; 1, 6 — тормозные колодки; 2 — колесный цилиндр; 3 — опорный диск; 4 — стяжная пружина; 5 — направляющая скоба; 7 — фрикционная накладка; 8 — болт регулировочного эксцентрика; 9 — шайба; 10 — пружина эксцентрика; 11 — регулировочный эксцентрик; 12 — пластина опорных пальцев; 13 — эксцентрики опорных пальцев; 14 — опорный палец; 15 — суппорт; 16 — тормозной барабан; 17 — эксцентриковые оси; 18 — опора ролика; 19 — ролик; 20 — тормозная камера; 21 — разжимной кулак; 22 — вал разжимного кулака; 23 — червячное колесо; 24 — червяк; 25 — шток; ↷ — направление поворота регулировочных эксцентриков

кулака 21, посаженного на вал 22, который поворачивается червячным колесом 23. Червячное колесо поворачивается невращающимся червяком 24, который двигается по дуге вместе с рычагом, получающим перемещение от выдвигающегося штока 25 тормозной камеры 20. Регулировка зазора между колодками и барабаном тормоза осуществляется червячной передачей (червяк 24 — червячное колесо 23) при вращении червяка 24.

Дисковый тормозной механизм по эффективности и стабильности равноценен барабанному механизму, он уравновешен и имеет одинаковую и равномерную интенсивность изнашивания накладок. Уравновешенность приводных сил позволяет их увеличивать с целью достижения максимальной тормозной эффективности до необходимой величины без ограничения по деформациям элементов конструкции. Поэтому габаритные размеры дискового тормозного механизма меньше, чем у барабанного механизма, что облегчает его компоновку в колесе машины.

Дисковый тормозной механизм имеет также и ряд преимуществ:

- возможность работы с малыми зазорами, что сокращает время срабатывания тормозной системы и позволяет увеличить передаточное число привода;

- возможность увеличения поверхности трения фрикционных накладок, и, следовательно, уменьшения давления на них;

- равномерное распределение давления по поверхности трения и, как следствие, равномерное изнашивание накладок;

- большая поверхность охлаждения и лучший теплоотвод от трущихся поверхностей, что обеспечивает меньший нагрев колодок и большую стабильность тормозного момента;

- независимость тормозной эффективности от степени изнашивания накладок;

- меньшая масса конструкции при равном тормозном моменте.

Один из вариантов конструкции дискового тормозного механизма показан на рис. 6.10. Колесный диск состоит из двух частей (левой 6 и правой 7) и вращается вместе с колесом автомобиля. Невращающиеся диски 4 и 5 с фрикционными накладками крепятся к опорному диску тормозного механизма и прижимаются при торможении к внутренним поверхностям колесного диска. Гидравлический привод осуществляется цилиндрами 2, которые связаны с дисками 4 и 5. При торможении штоки гидравлических цилиндров 2 выдвигаются и поворачивают диски 4 и 5 относительно друг друга в противоположные стороны. При этом шарики 1, перемещаясь в конических канавках на поверхностях дисков, раздвигают диски, прижимая их к внутренней поверхности колесного диска.

Существуют также дисковые тормозные механизмы с непосредственным гидравлическим или пневматическим сжатием фрикционных дисков.

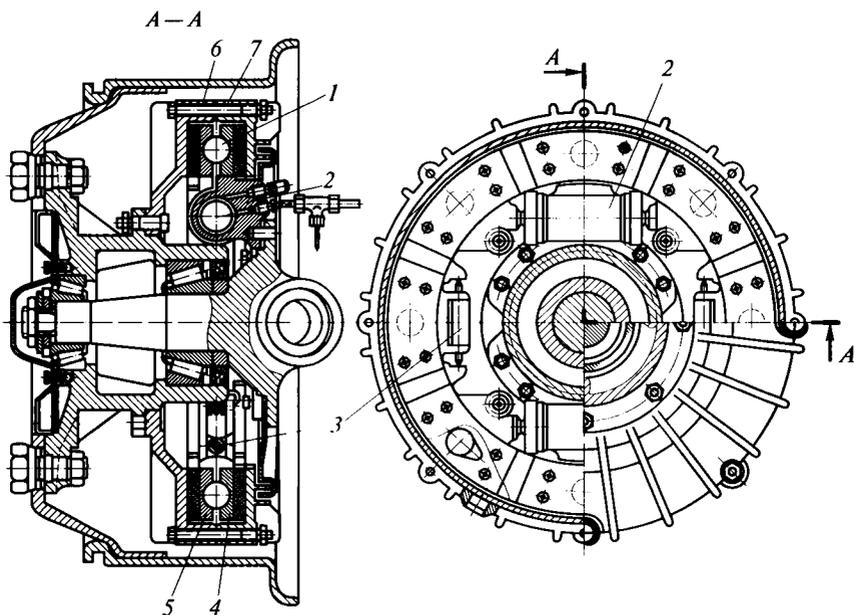


Рис. 6.10. Дисковый тормозной механизм:

1 — шарик; 2 — цилиндр; 3 — ограничитель; 4, 5 — диски с фрикционными накладками; 6, 7 — левая и правая части колесного диска

Ленточные тормозные механизмы в настоящее время из-за ряда недостатков имеют ограниченное распространение на автомобилях. Они иногда применяются в стояночной тормозной системе.

Широкое распространение ленточные тормоза получили на гусеничных тракторах. Их устанавливают на барабаны фрикционных и планетарных механизмов поворота. Устройство и управление этим тормозом изложено ранее в подразд. 4.10.

В процессе торможения автомобиля элементы тормозных механизмов испытывают значительный нагрев, происходит изнашивание накладок. В результате этого увеличивается зазор между ними и тормозным барабаном, повышается время срабатывания, что, в итоге, существенно снижает эффективность торможения. Для восстановления первоначального зазора в эксплуатационных условиях проводятся периодические регулировки его во время технического обслуживания автомобилей, однако более рациональным является автоматическое поддержание постоянства зазора между трущимися поверхностями.

Для автоматического поддержания постоянства зазора применяются, например, механические (фрикционные, храповые, заклинивающиеся) или гидравлические приспособления.

При нагреве трущихся поверхностей ухудшаются тормозные свойства автомобиля, и интенсифицируется процесс изнашивания накладок. При частых торможениях автомобиля температура на внутренней поверхности барабана может достигать 700...800 °С. При нагреве деталей тормозных механизмов существенно снижается коэффициент трения и повышается интенсивность изнашивания накладок.

Для улучшения теплоотвода тормозные барабаны делают литыми или штампованными из одного материала или биметаллическими (стальные с ободом из чугуна, алюминиевые со вставками из чугуна и т. п.). Лучшими качествами обладают биметаллические барабаны. Тормозные диски делают из чугуна или металлокерамики. Увеличение поверхности охлаждения достигается путем оребрения барабанов, а улучшение вентиляции — принудительным воздушным охлаждением. Для этого диски делают с отверстиями или двоянными с вентилируемой внутренней поверхностью. Существуют конструкции с принудительным жидкостным охлаждением.

Фрикционные материалы тормозных накладок должны обеспечивать:

- высокий коэффициент трения в паре с материалом трущейся поверхности вращающегося элемента;
- стабильность коэффициента трения при нагреве, высоких скоростях движения, попадании воды, грязи и масла;
- высокую жесткость и отсутствие деформации в процессе работы;
- стойкость при высоких температурах (до 350...400 °С);
- стабильность фрикционных свойств во времени.

Широкое распространение в качестве накладок имеет волокнистый асбест с органическими связывающими элементами. Однако в настоящее время по экологическим требованиям все чаще используются фрикционные материалы, не содержащие асбест. Применяется также пластмасса из эбонита с разными компонентами. Накладки из прессованного материала обладают большей жесткостью, чем плетеные.

Перспективными являются металлокерамические накладки. Они хорошо выдерживают высокие температуры, сохраняют стабильность коэффициента трения и обладают наиболее высокой жесткостью.

*Стояночная тормозная система* предназначена для удержания транспортного средства на уклоне неограниченно долгое время. Эффективность стояночной тормозной системы должна быть такой, чтобы суммарная тормозная сила, развиваемая тормозными механизмами этой системы, соответствовала величине уклона, заданной техническими условиями (для грузовых автомобилей и автопоездов не менее 31 %).

Для стояночной тормозной системы могут быть использованы тормозные механизмы задних колес автомобиля (например, у легковых автомобилей, автомобилей КамАЗ) или установлен отдельный трансмиссионный тормозной механизм.

Наибольшее распространение на грузовых автомобилях имеют барабанные ленточные или колодочные трансмиссионные механизмы стояночной тормозной системы. На рис. 6.11 показаны варианты конструкции трансмиссионных тормозных механизмов (барабанного и дискового).

Барабан 1 (рис. 6.11, а) и диск 7 (рис. 6.11, б) связаны с ведомым валом КП. Барабан 1 (см. рис. 6.11, а) при торможении зажимается лентой 2, опирающейся при помощи проушины на кронштейн 3, привертнутый к картеру КП. К одному концу ленты уси-

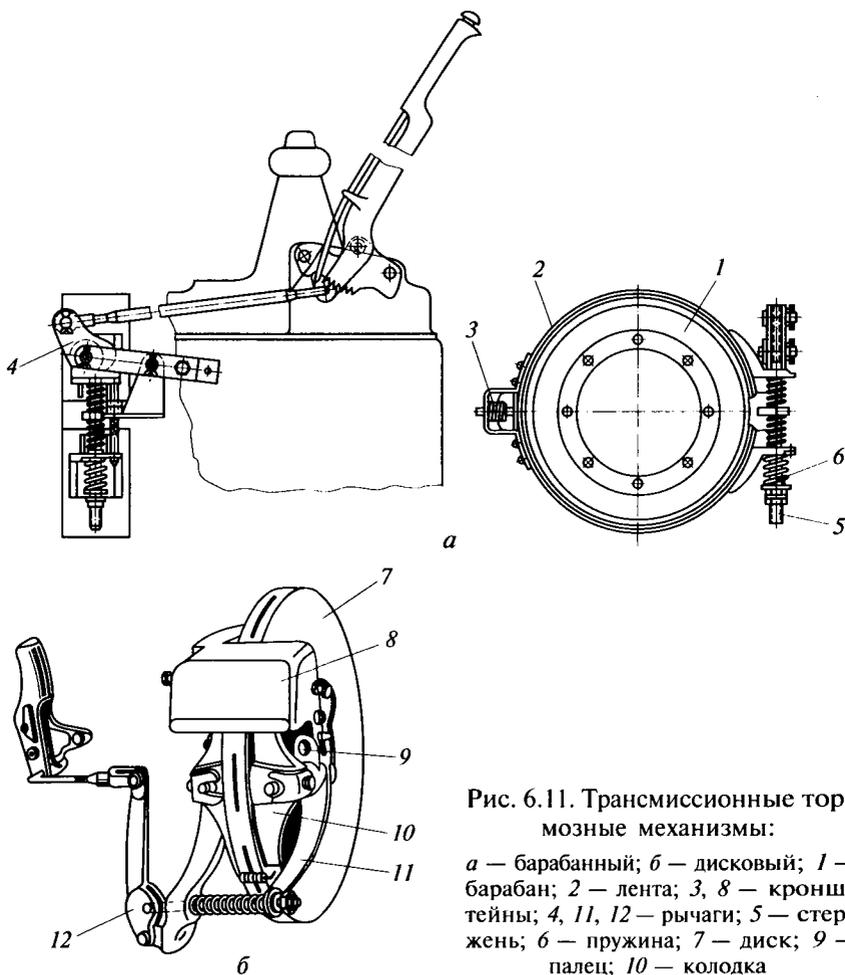


Рис. 6.11. Трансмиссионные тормозные механизмы:

а — барабанный; б — дисковый; 1 — барабан; 2 — лента; 3, 8 — кронштейны; 4, 11, 12 — рычаги; 5 — стержень; 6 — пружина; 7 — диск; 9 — палец; 10 — колодка

лие передается шарнирно связанным с кронштейном 3 рычагом 4, к другому — одновременно через стержень 5. С помощью рукоятки привода стояночного тормоза рычаг 4 поворачивается и прижимает ленту 2 к барабану 1.

Диск 7 (см. рис. 6.11, б) при торможении зажимается колодками 10, которые свободно сидят на пальцах 9 и сжимаются рычагами 11 и 12, укрепленными в кронштейне 8. Усилие на рычаги 11 и 12 передается от рукоятки привода стояночной тормозной системы.

В тормозном приводе стояночной тормозной системы может использоваться любой вид энергии, однако удержание в заторможенном состоянии тормозных механизмов этой системы должно осуществляться устройством, действующим чисто механическим способом (без применения деформируемых тел), обеспечивающим затяжку тормозных механизмов на неограниченное время. Поэтому подавляющее большинство приводов стояночных тормозов являются механическими.

Запасная тормозная система может быть объединена со стояночной тормозной системой в том случае, когда в ней используются колесные тормозные механизмы рабочей системы.

У автомобилей КамАЗ в качестве стояночной и запасной тормозной системы используются тормозные механизмы колес задней тележки, оборудованные тормозными камерами с пружинными аккумуляторами энергии. Привод — пневматический, управление стояночным тормозом выполняется рычагом ручного тормозного крана.

*Вспомогательная тормозная система*, ограничивающая скорость автомобиля на длительных спусках, выполняется независимо от других тормозных систем. Она применяется без использования рабочей тормозной системы, что исключает перегрев колесных тормозных механизмов и снижение эффективности торможения.

Вспомогательная тормозная система должна обеспечивать без применения других тормозных систем спуск автомобиля со скоростью 30...40 км/ч по уклону 6...7°.

Вспомогательная тормозная система выполняется в виде моторного тормоза или тормоза-замедлителя (гидравлического или электрического).

*Моторным тормозом* служит сам двигатель, приводимый во вращение от колес автомобиля, т.е. работающий в компрессорном режиме. Для повышения эффективности торможения двигателем, его оборудуют устройствами выключения подачи топлива и поворота заслонок, установленных в выпускных трубопроводах и создающих противодавление на выпуске, что увеличивает тормозной момент двигателя.

Примером гидравлического *тормоза-замедлителя* может служить конструкция, используемая на автомобиле БелАЗ. Тормоз-замедлитель представляет собой гидравлическую муфту, установ-

ленную в трансмиссии, одно колесо которой неподвижно закреплено на корпусе тормоза-замедлителя, а другое связано с валом трансмиссии и вращается вместе с ним. Для создания сопротивления корпус специальным насосом заполняется маслом. Масло, разгоняемое вращающимся колесом, перетекает на лопасти неподвижного колеса, где его скорость резко замедляется. Далее масло поступает на лопасти вращающегося колеса, в результате скорость вращающегося колеса также замедляется, что и создает тормозной момент в трансмиссии.

В электрическом трансмиссионном тормозе-замедлителе неподвижная часть замедлителя (статор) с двумя электромагнитами 3 (рис. 6.12) смонтирована на кронштейне 2, который служит одновременно опорой промежуточного карданного вала 1. Якорь (ротор) 4 барабанного типа с ребрами и охлаждающими окнами вращается вместе с этим промежуточным валом. Обмотка возбуждения замедлителя питается от генератора, приводимого в действие ременным приводом от шкива 5, установленного на карданном валу. В результате взаимодействия между магнитным потоком, создаваемым обмоткой возбуждения, и потоками, образующимися от наведенных электрических токов, возникает тормозной момент.

Электрический трансмиссионный тормоз-замедлитель может также устанавливаться непосредственно перед ведущим мостом.

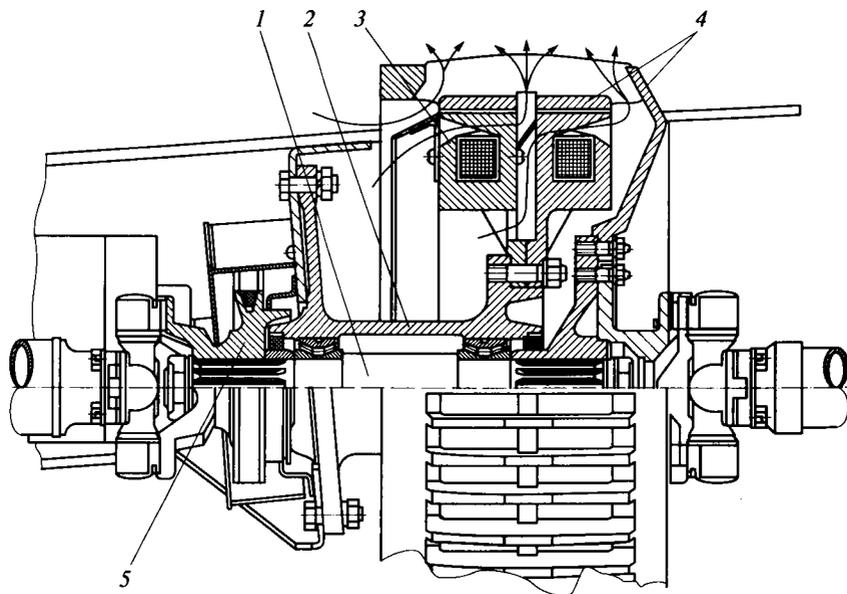


Рис. 6.12. Электрический трансмиссионный тормоз-замедлитель:

1 — вал; 2 — кронштейн; 3 — электромагнит статора; 4 — якорь (ротор); 5 — шкив; —> — направление движения воздуха

Тормоз-замедлитель включается и выключается автоматически установкой электрических контактов на педалях подачи топлива и тормоза.

Для повышения надежности тормозной системы автомобиля используется так называемый *принцип резервирования*, который применительно к автомобилям выражается в обязательном наличии рабочей и запасной тормозных систем. При выходе из строя одной из них тормозные качества автомобиля обеспечиваются оставшейся системой.

## 6.4. Управление тормозами

*Тормозным приводом* называется совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии к тормозным механизмам при торможении и управления энергией в процессе передачи. Тормозной привод состоит из органа управления, передаточного механизма и аккумуляторов энергии (последних может и не быть).

Тормозной привод должен обеспечивать:

- быстрое и одновременное приведение в действие тормозных механизмов и их выключение;
- распределение приводных сил между тормозными механизмами колес в соответствии с изменением вертикальной нагрузки на колеса;
- пропорциональность между усилием на тормозной педали и приводными силами, воздействующими на тормозные механизмы;
- высокие надежность и КПД.

По способу воздействия на орган управления тормозные приводы бывают с ножным и ручным управлением. По виду привода тормозные системы могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими и комбинированными (гидромеханическими, гидропневматическими, пневмоэлектрическими, пневмомеханическими и т.п.).

*Механический тормозной привод* представляет собой систему рычагов, шарниров, тяг, тросов и т.п., через которые усилие от водителя передается к тормозным механизмам.

Недостаточная жесткость элементов привода затрудняет синхронность работы тормозных механизмов колес и нарушает требуемое распределение приводных сил. Кроме того, большое число трущихся поверхностей в приводе значительно снижает его КПД (до 0,4...0,6), что требует существенного увеличения усилия нажатия на педаль. Поэтому механический привод в настоящее время в рабочих тормозных системах не используется.

Однако высокая надежность и неограниченность времени передачи усилия делают его широко применяемым приводом для стояночной тормозной системы автомобиля (см. рис. 6.11).

*Тормозной гидропривод* основан на свойстве несжимаемости рабочей жидкости и возможности передачи через нее создаваемого в любой точке давления во все другие точки. Привод состоит из главного тормозного гидроцилиндра, на поршень которого передается усилие нажатия водителем ногой на педаль тормоза, рабочих цилиндров, расположенных в тормозных механизмах (см. колесный цилиндр 2 на рис. 6.9, а), и трубопроводов, соединяющих все цилиндры.

При нажатии водителем ногой на педаль поршень главного тормозного гидроцилиндра начинает вытеснять жидкость в трубопроводы и рабочие цилиндры, в которых под воздействием рабочей жидкости начнут перемещаться поршни, что и вызовет соответствующее перемещение колодок тормозных механизмов.

Увеличение давления жидкости становится возможным только тогда, когда все колодки начнут прижиматься к барабанам (дискам). Чем большее усилие приложено к педали, тем выше давление поршня главного тормозного цилиндра на рабочую жидкость и тем больше приводные силы. Таким образом, одновременное начало работы всех тормозных механизмов и постоянная зависимость между усилием на тормозную педаль и приводными силами обеспечивается самим принципом работы гидропривода.

Помимо этого преимуществами гидропривода являются быстрота срабатывания (вследствие несжимаемости жидкости); необходимое распределение приводных сил между тормозными механизмами и между колодками за счет разных диаметров колесных цилиндров; высокий КПД (0,8...0,9); небольшие габаритные размеры и масса; удобство компоновки привода и трубопроводов.

Недостатками тормозного гидропривода являются потребность в специальной тормозной жидкости; выход из строя всей системы при нарушении герметичности любого элемента; чувствительность к температурным условиям; ограничение максимальных приводных сил, вызванное физическими возможностями человека. Последний недостаток исключает применение тормозного гидропривода на автомобилях с полной массой свыше 4 000...5 000 кг.

Для снижения требуемого усилия на тормозную педаль при гидроприводе служат разные усилители, в которых может использоваться энергия сжатого воздуха (пневмоусилители), разрежения во впускном трубопроводе двигателя (вакуумные усилители), давления жидкости, создаваемого специальным насосом (гидроусилители).

Применяемые усилители являются следящими системами с обратной связью. В тормозном приводе следящее устройство обеспечивает соответствие между усилием на тормозной педали и эффективностью торможения.

Широкое распространение на автомобилях получили вакуумные усилители. Вакуумный усилитель тормозного привода пред-

ставляет собой отдельный механизм, включенный в привод между главным тормозным цилиндром (или объединенный с ним) и трубопроводом, ведущим к рабочим цилиндрам.

Вакуумный усилитель грузового автомобиля состоит из вакуумной камеры, постоянно связанной с впускным трубопроводом двигателя вакуумной полостью Б (рис. 6.13) гидроцилиндра управления, и диафрагменного следящего механизма прямого действия.

При отпущенной тормозной педали диафрагма 2 вакуумной камеры 1, толкатель 4 и поршень 16 под действием пружины 5 диафрагмы находятся в крайнем левом положении. Толкатель 17 шарикового клапана 15 держит клапан открытым. Диафрагма 12 следящего механизма и плунжер 23 опущены вниз, вакуумный

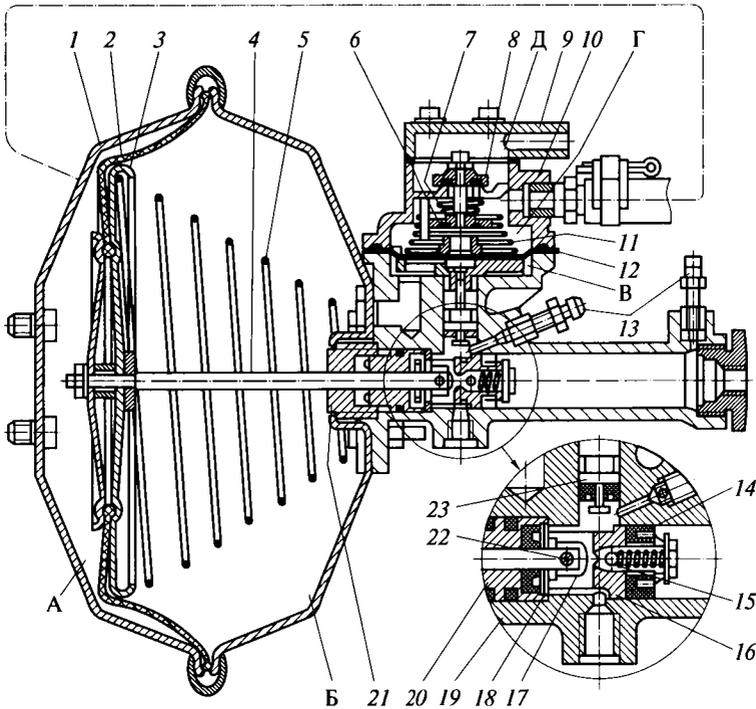


Рис. 6.13. Вакуумный усилитель грузового автомобиля:

1 — вакуумная камера; 2 — диафрагма; 3 — диск; 4 — толкатель поршня; 5, 11 — пружины диафрагм; 6 — вакуумный клапан; 7 — пружина клапанов; 8 — атмосферный клапан; 9 — крышка; 10 — корпус следящего механизма; 12 — диафрагма следящего механизма; 13 — перепускные клапаны; 14 — манжета; 15 — шариковый клапан; 16 — поршень; 17 — толкатель шарикового клапана; 18 — упорная шайба; 19 — цилиндр; 20 — уплотнительный корпус; 21 — гайка; 22 — штифт; 23 — плунжер; А — воздушная полость; Б — вакуумная полость; В, Г, Д — полости диафрагменного следящего механизма

клапан *б* открыт, а атмосферный *δ* закрыт. Полости А, Б, В и Г между собой соединены и в них одинаковое разрежение.

При нажатии водителем ногой на педаль тормоза рабочая жидкость из главного тормозного цилиндра проходит через открытый шариковый клапан *15* поршня *16* в колесные цилиндры. При повышении давления рабочей жидкости плунжер *23* и диафрагма *12* следящего механизма перемещаются вверх, вакуумный клапан *б* закрывается и полости Б и Г разобщаются. Дальнейшее перемещение плунжера вызывает открывание атмосферного клапана *δ* и поступление воздуха в полости Г и А. Под действием перепада давлений в полостях А и Б перемещается диафрагма *2* вакуумной камеры, а вместе с ней толкатель *4* поршня и сам поршень *16*. Усилом пружины шариковый клапан *15* отодвигает толкатель влево, разобщая тем самым полости главного и колесных рабочих цилиндров. Дальнейшее перемещение поршня *16* вызывает увеличение давления в трубопроводе, ведущем к рабочим цилиндрам, т.е. усиление прижатия колодок.

Вследствие повышения давления в полости Г следящего механизма диафрагма *12* перемещается вниз и атмосферный клапан *δ* вновь закрывается. Возникает равновесие сил, действующих на диафрагму *12*, вследствие чего давление поршня *16* усилителя на рабочую жидкость стабилизируется.

Рассматриваемое равновесие отражает связь между усилием на тормозной педали и дополнительным давлением жидкости, создаваемым усилителем, т.е. то, как обеспечивается следящее действие.

Для дальнейшего увеличения тормозного эффекта необходимо увеличить усилие на педаль тормоза и соответственно повысить давление под плунжером *23* управления клапанами — вакуумным *б* и атмосферным *δ*. При растормаживании детали усилителя возвращаются в исходное положение.

Преимуществом описанного ранее усилителя является возможность установки его как дополнительного агрегата с использованием обычных элементов гидропривода. К недостаткам относятся относительная сложность конструкции и сравнительно небольшая эффективность (малый коэффициент усиления).

*Тормозной пневмопривод* для затормаживания автомобиля или колесного трактора использует энергию сжатого воздуха.

Достоинствами пневмопривода являются сохранение работоспособности привода при незначительной разгерметизации; небольшие усилия, затрачиваемые водителем при торможении; более легкое, чем у гидропривода, управление тормозными механизмами прицепов; возможность использования других пневматических устройств за счет запаса сжатого воздуха.

К недостаткам пневмопривода относятся сложность аппаратуры и всей системы в целом; большие масса и стоимость; относи-

тельно большое время срабатывания вследствие медленного поступления воздуха через трубопровод к удаленным тормозным камерам; выход из строя привода при разгерметизации.

Указанные свойства объясняют использование пневмопривода в автомобилях большой массы (8...10 т) и автопоездах. На грузовых автомобилях средней грузоподъемности пневматический тормозной привод применяют, главным образом, при наличии дизеля, так как в этом случае нельзя установить вакуумные тормозные усилители, а также на автомобилях, которые предполагается использовать в качестве тягачей для автопоездов.

На рис. 6.14 показана принципиальная кинематическая схема однопроводного тормозного пневмопривода автопоезда.

Привод состоит из воздушных баллонов 6, в которые подается сжатый воздух из компрессора 2 с регулятором 3 давления; тормозного крана 7, регулирующего давление воздуха пропорционально усилию, приложенному к педали; тормозных камер 1 и 8, штоки которых связаны с разжимными кулаками тормозных механизмов и трубопроводов. Тормозной кран 7 выполняет также функцию следящего механизма. Посредством соединительного шланга 9 сжатый воздух поступает к тормозным камерам 12 прицепа и воздушному баллону 11 прицепа.

В исходном положении, соответствующем расторможенному состоянию, тормозной кран 7 соединяет внутренние полости тормозных камер 1, 8, 12 с атмосферой, что гарантирует отсутствие воздействия на разжимные кулаки со стороны привода и полное

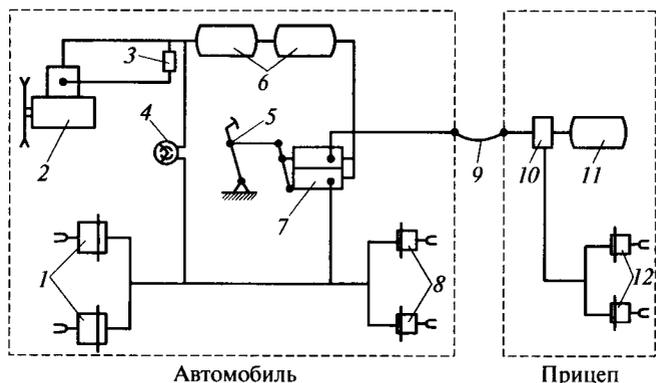


Рис. 6.14. Кинематическая схема однопроводного тормозного пневмопривода автопоезда:

1, 8 — тормозные камеры соответственно передних и задних колес; 2 — компрессор; 3 — регулятор давления; 4 — манометр; 5 — педаль; 6 — воздушные баллоны автомобиля; 7 — тормозной кран; 9 — соединительный шланг; 10 — воздухораспределитель прицепа; 11 — воздушный баллон прицепа; 12 — тормозные камеры прицепа

выключение тормозных механизмов. При нажатии на педаль тормозной кран 7 сначала отсоединяет полости тормозных камер от атмосферы, а затем пропускает в них сжатый воздух под давлением, пропорциональным усилию на педали.

Взросшие требования по безопасности автомобильного движения и надежности тормозных механизмов привели к появлению и развитию двух- и многоконтурных тормозных приводов, которые применимы во всех типах тормозных систем.

Контур привода — независимая часть тормозного привода, остающаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода. Системы, имеющие две такие независимые части, называются двухконтурными.

Рассмотрим подробнее *устройство* и работу *многоконтурного пневмопривода тормозов автомобиля КамАЗ*, схема которого показана на рис. 6.15.

Система питания пневматического привода тормозов создает запас сжатого воздуха для обеспечения работы потребителей. Система включает в себя компрессор 9, регулятор давления 11 и предохранитель 12 от замерзания конденсата. Далее сжатый воздух поступает в шесть контуров управления тормозами автомобиля и прицепа.

1. Контур привода тормозов передних колес рабочей тормозной системы автомобиля и прицепа состоит из секции тройного защитного клапана 21, воздушного баллона 24 емкостью 20 л, нижней секции двухсекционного тормозного крана 15, клапана 8 ограничения давления, клапана 7 контрольного вывода, двух тормозных камер 1, трубопроводов и шлангов, соединяющих эти узлы, и трубопровода от нижней секции тормозного крана 15 к нижней секции клапана 27 управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом.

2. Контур привода тормозов задних колес рабочей тормозной системы автомобиля и прицепа состоит из секции тройного защитного клапана 21, воздушного баллона 18 емкостью 40 л, верхней секции двухсекционного тормозного крана 15, автоматического регулятора 28 тормозных сил, четырех тормозных камер 26, клапана 7 контрольного вывода, трубопроводов и шлангов, соединяющих эти узлы, и трубопровода от верхней секции тормозного крана 15 к верхней секции клапана 27 управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом.

3. Контур привода тормозов стояночной и запасной систем автомобиля и прицепа, а также питания комбинированного привода тормозов прицепа (полуприцепа) состоит из секции двойного защитного клапана 16, двух воздушных баллонов 23 общей емкостью 40 л, клапана 7 контрольного вывода, ручного тормозного крана 5 управления стояночной и запасной тормозными системами, ускорительного клапана 29, части двухмагистрального пере-

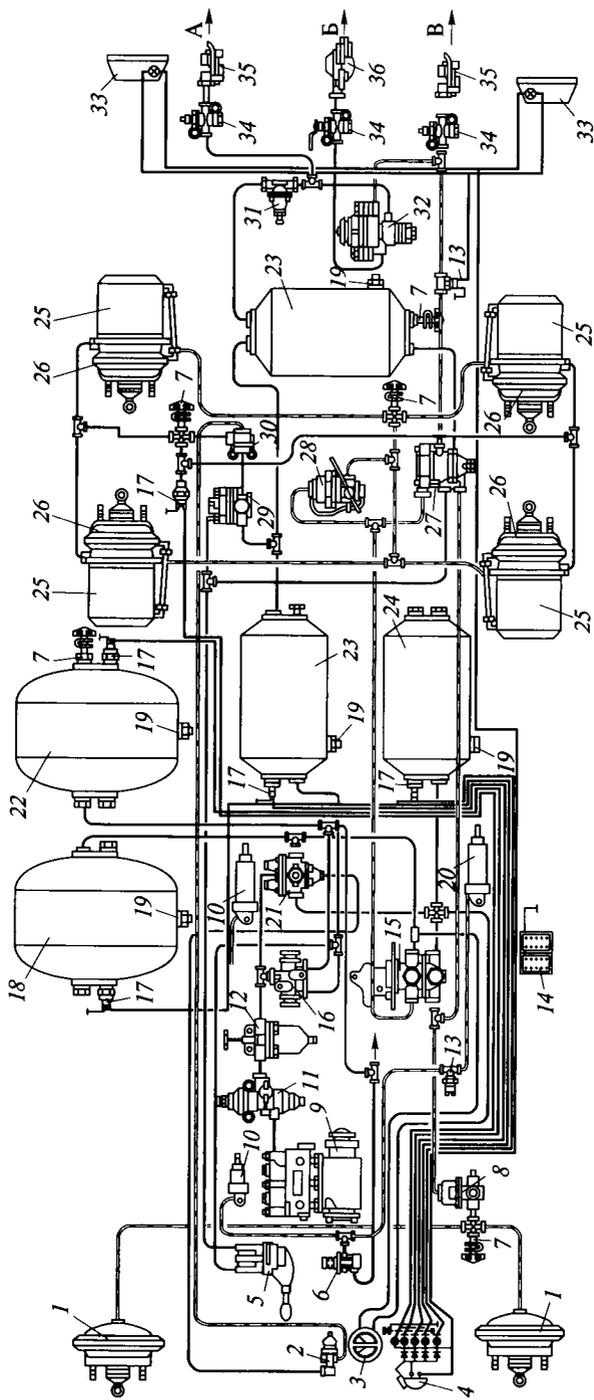


Рис. 6.15. Схема многоконтурного пневмопривода тормозов автомобиля КамАЗ-5320:

1, 26 — тормозные камеры схожего типа; 2 — пневматический кнопочный кран аварийного растормаживания стояночной тормозной системы; 3 — двухстрелочный манометр; 4 — контрольные лампы и сигнализатор; 5 — ручной тормозной кран управления стояночной и запасной тормозными системами; 6 — пневматический кнопочный кран управления вспомогательной тормозной системой; 7 — клапан контрольного вывода; 8 — клапан ограничения давления; 9 — компрессор; 10 — пневмоцилиндр привода выключения подачи топлива; 11 — регулятор давления; 12 — предохранитель от замерзания конденсата; 13 — пневмоэлектрический датчик включения электромагнитного клапана прицепа; 14 — аккумуляторные батареи; 15 — двухсекционный тормозной кран; 16 — двойной защитный клапан; 17 — датчик падения давления в баллоне; 18 — воздушный баллон привода тормозов задних колес рабочей тормозной системы; 19 — кран слива конденсата; 20 — пневмоцилиндр привода заслонок моторного тормоза-замедлителя; 21 — тройной защитный клапан; 22 — воздушный баллон вспомогательной тормозной системы; 23 — воздушный баллон стояночной и запасной тормозных систем и питания привода тормозов прицепа; 24 — воздушный баллон привода тормозов передних колес рабочей тормозной системы; 25 — пружинный энергоаккумулятор; 27 — клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом; 28 — автоматический регулятор тормозных сил; 29 — ускорительный клапан; 30 — двухмагистральный перепускной клапан; 31 — защитный одинарный клапан; 32 — клапан управления тормозами прицепа с однопроводным приводом; 33 — задний фонарь; 34 — разобшительный кран; 35 — соединительная головка типа «Палм»; 36 — соединительная головка типа А; А — питающая магистраль двухпроводного привода тормозов прицепа; Б — соединительная магистраль однопроводного привода прицепа; В — тормозная (управляющая) магистраль двухпроводного привода тормозов прицепа; —> — направление движения воздуха



пускового клапана 30, четырех пружинных энергоаккумуляторов 25, трубопроводов и шлангов между узлами, трубопровода от ручного тормозного крана 5 к средней секции клапана 27 управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом и трубопровода от воздушного баллона 23 к защитному одинарному клапану 31 для питания привода тормозов прицепа.

4. Контур привода заслонок моторного тормоза-замедлителя вспомогательной тормозной системы автомобиля и питания потребителей состоит из секции двойного защитного клапана 16, воздушного баллона 22 емкостью 40 л, клапана 7 контрольного вывода, пневматического кнопочного крана 6 управления вспомогательной системой, двух пневмоцилиндров 20 привода заслонок моторного тормоза-замедлителя, пневмоцилиндра 10 привода выключения подачи топлива, трубопроводов и шлангов между узлами.

От контура привода вспомогательной тормозной системы сжатый воздух поступает к дополнительным (нетормозным) потребителям: стеклоочистителям, пневмосигналу, пневмогидравличес-

кому усилителю сцепления, управлению агрегатами трансмиссии и пр.

5. Контур привода системы аварийного растормаживания тормозов стояночной тормозной системы автомобиля состоит из секции тройного защитного клапана 21, пневматического кнопочного крана 2, части двухмагистрального перепускного клапана 30, трубопроводов и шлангов, соединяющих узлы. Питание привода системы аварийного растормаживания тормозов стояночной тормозной системы осуществляется из воздушных баллонов 18 и 24 контуров приводов тормозов передних и задних колес рабочей тормозной системы.

6. Привод тормозов прицепа автомобилей-тягачей — комбинированный (однопроводный и двухпроводный) и включает в себя клапан 27 управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом, защитный одинарный клапан 31, клапан 32 управления тормозами прицепа с однопроводным приводом, три разобширительных крана 34 и три соединительные головки, из которых две 35 — типа «Палм» для двухпроводного привода тормозов прицепа и одна 36 — типа А для однопроводного привода тормозов прицепа. Питание привода тормозов прицепа осуществляется из воздушного баллона 23 контура привода стояночной и запасной тормозных систем и питания привода тормозов прицепа.

*Двухсекционный тормозной кран* автомобиля КамАЗ (рис. 6.16) предназначен для управления исполнительными механизмами рабочей тормозной системы автомобиля, а также клапанами тормозного привода прицепа. Тормозной кран обеспечивает, кроме того, следящее действие в приводе.

При нажатии водителем ногой на педаль тормоза силовое воздействие передается через систему рычагов и тяг привода на рычаг 1 крана и далее через толкатель 6, тарелку 9 и упругий элемент 31 — на верхний поршень 30. Перемещаясь вниз, верхний поршень закрывает выпускное отверстие клапана 29 верхней секции тормозного крана и отрывает его от седла в верхнем корпусе. В результате этого открывается проход сжатого воздуха через вывод II к выводу III к тормозным механизмам задних колес, соединенному магистралью с исполнительными механизмами одного из контуров рабочей тормозной системы.

Проход сжатого воздуха продолжится до тех пор, пока сила нажатия на рычаг 1 не уравновесится давлением воздуха на верхнем поршне 30. Так осуществляется следящее действие тормозного крана в верхней секции.

Одновременно с повышением давления в выводе III сжатый воздух через отверстие А попадает в полость Б над большим поршнем 28 нижней секции тормозного крана. Перемещаясь вниз, большой поршень закрывает выпускное отверстие клапана 17 нижней секции и отрывает его от седла в нижнем корпусе. Сжатый воздух

из вывода I поступает в вывод IV, соединенный с исполнительными механизмами другого контура рабочей тормозной системы.

Одновременно с повышением давления в выводе IV повышается давление в полости В под поршнями — малым 15 и большим 28, которое уравнивает силу, действующую на поршень сверху. В результате в полости IV также устанавливается давление, соответствующее усилию на рычаге тормозного крана. Так осуществляется следящее действие тормозного крана в нижней секции.

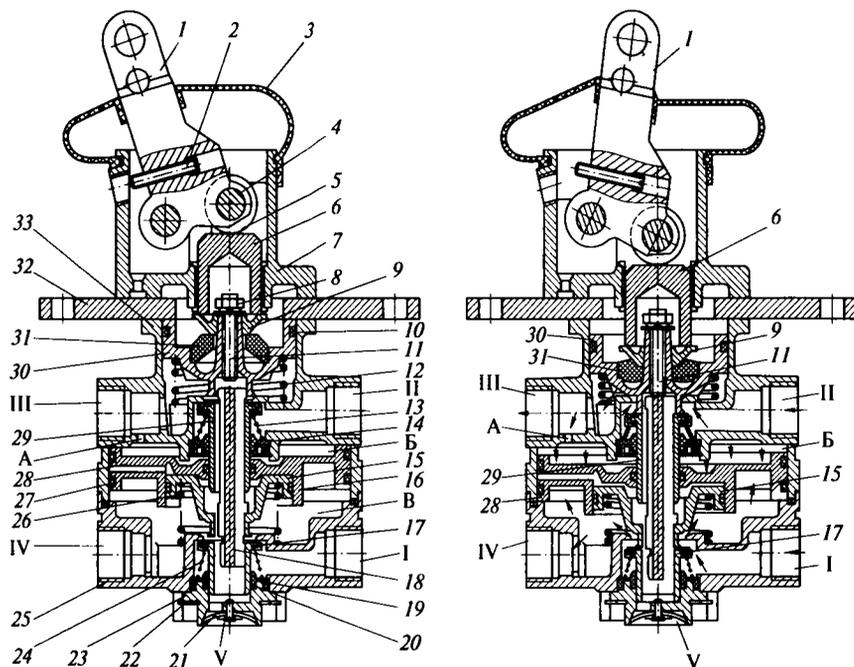


Рис. 6.16. Двухсекционный тормозной кран автомобиля КамАЗ:

*a* — устройство крана; *б* — положение деталей крана при торможении автомобиля; 1 — рычаг тормозного крана; 2 — регулировочный винт; 3 — защитный чехол; 4 — ось ролика; 5 — ролик; 6 — толкатель; 7 — корпус рычага; 8 — гайка; 9 — тарелка; 10, 16, 20 и 27 — уплотнительные кольца; 11 — шпилька; 12, 13, 24 и 26 — пружины; 14 — опорное кольцо; 15 — малый поршень; 17 — клапан нижней секции; 18 — толкатель малого поршня; 19 — опорное кольцо; 21 — клапан атмосферного вывода; 22 — упорное кольцо; 23 — корпус атмосферного вывода; 25 — нижний корпус крана; 28 — большой поршень; 29 — клапан верхней секции; 30 — верхний поршень; 31 — упругий элемент; 32 — фланец; 33 — верхний корпус крана; I, II — выводы к воздушным баллонам соответственно передних и задних колес; III, IV — выводы к тормозным механизмам соответственно задних и передних колес; V — атмосферный вывод; А — отверстие; Б — полость над большим поршнем; В — полость под поршнями; → — направление движения воздуха

При отказе в работе верхней секции тормозного крана нижняя секция будет управляться механически через шпильку 11 и толкатель малого поршня 15, полностью сохраняя свою работоспособность. При этом следящее действие тормозного крана осуществляется уравниванием силы, приложенной к рычагу 1 тормозного крана, давлением воздуха на малый поршень 15. При отказе в работе нижней секции тормозного крана верхняя секция работает как обычно.

Тормозной кран срабатывает при усилии на рычаг 900 Н и ходе рычага 26 мм. Привод двухсекционного тормозного крана механический и предназначен для передачи усилия от педали управления через систему тяг и рычагов тормозного крана.

В качестве стояночной (запасной) тормозной системы у автомобилей КамАЗ используются тормозные механизмы колес задней тележки, оборудованные тормозными камерами с пружинными аккумуляторами энергии. Схема работы такой тормозной камеры показана на рис. 6.17.

В исходном положении, когда тормозной механизм выключен (рис. 6.17, а), посредством сжатого воздуха, подводимого от ручного тормозного крана в полость Б, поршень 7 перемещен в крайнее правое положение и пружина 8 находится в сжатом состоянии.

При нажатии водителем ногой на педаль рабочей тормозной системы, т. е. при рабочем торможении (рис. 6.17, б), сжатый воздух от тормозного крана поступает в полость А и, перемещая диафрагму 4 вместе со штоком 2 влево, через рычаг 1 разжимного кулака приводит тормозной механизм в действие.

При повороте рычага ручного тормозного крана происходит торможение пружины аккумулятора (рис. 6.17, в), когда сжатый воздух из полости Б выпускается в атмосферу. Сжатая ранее пружина 8 разжимается и через поршень 7, винт 9 и штангу 10 включает тормозной механизм — автомобиль удерживается на месте (режим включенного стояночного тормоза). То же происходит и в случае, когда в результате повреждения тормозной системы при движении автомобиля сжатый воздух не поступает в тормозные камеры. Тормозная система автоматически срабатывает, и автомобиль останавливается (режим включения запасной тормозной системы).

Если в тормозной системе нет сжатого воздуха, растормаживание автомобиля проводится вручную (рис. 6.17, г), для чего необходимо вывернуть винт 9 и пружина 8 разжимается до момента упора поршня 7 в перегородку. При этом воздействие пружины на шток 2 прекращается, а возвратная пружина 3 диафрагмы 4 вернет шток 2 в исходное положение, т. е. тормоз выключен.

*Комбинированные тормозные приводы* представляют собой варианты комбинации нескольких типов обычных приводов. При их

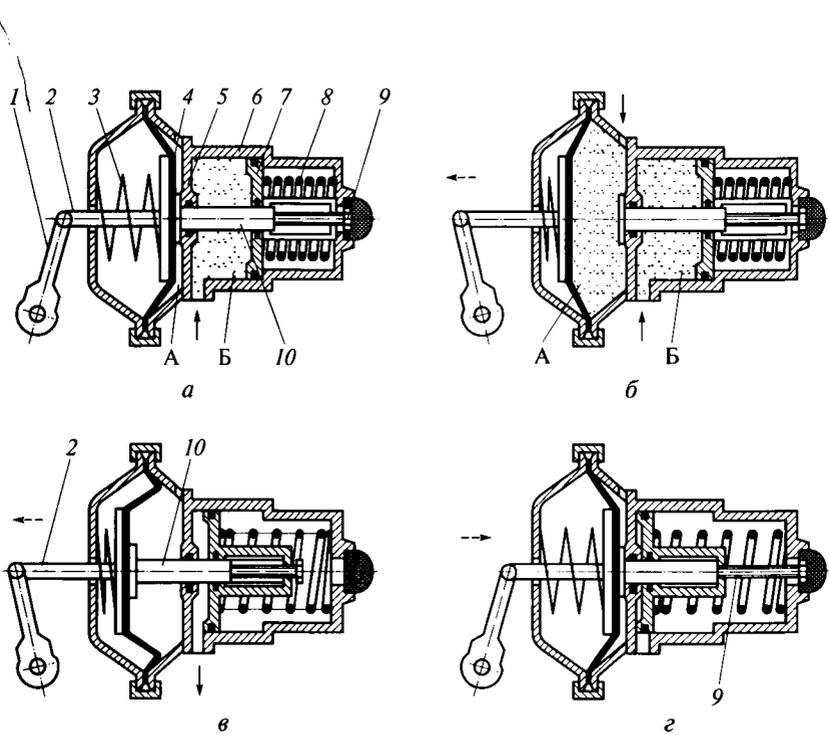


Рис. 6.17. Схемы работы тормозной камеры с пружинным аккумулятором энергии:

*а* — тормозной механизм выключен; *б* — рабочее торможение; *в* — торможение пружинной аккумулятором; *г* — растормаживание вручную; 1 — рычаг разжимного кулака; 2 — шток; 3 — возвратная пружина; 4 — диафрагма; 5 — перегородка; 6 — корпус; 7 — поршень; 8 — пружина; 9 — винт; 10 — штанга; А, Б — полости; —> — направление движения воздуха; - -> — направление перемещения штанги

создании стремятся использовать преимущества обычных приводов и избежать присущих им в отдельности недостатков.

На рис. 6.18 показана схема комбинированного пневмогидропривода тормозов автомобиля «Урал-4320». Привод имеет один пневматический и два гидравлических контура (первый для рабочих цилиндров 8 и второй для рабочих цилиндров 11).

При нажатии водителем ногой на педаль тормоза комбинированный двухсекционный тормозной кран 1 открывает доступ от компрессора сжатому воздуху по трубопроводам в пневмоцилиндры 4 и 6 с двойными поршнями, которые под давлением сжатого воздуха через штоки и толкатели нажимают на поршни главных тормозных цилиндров 5 и 7, создавая в них давление. Давление рабочей жидкости по трубопроводам передается в рабочие цилиндры 8 и 11, которые приводят в действие колодки тормозных механизмов 9, 10 и 12 соответственно передних, средних и задних колес. Комбинированный кран является следящим устрой-

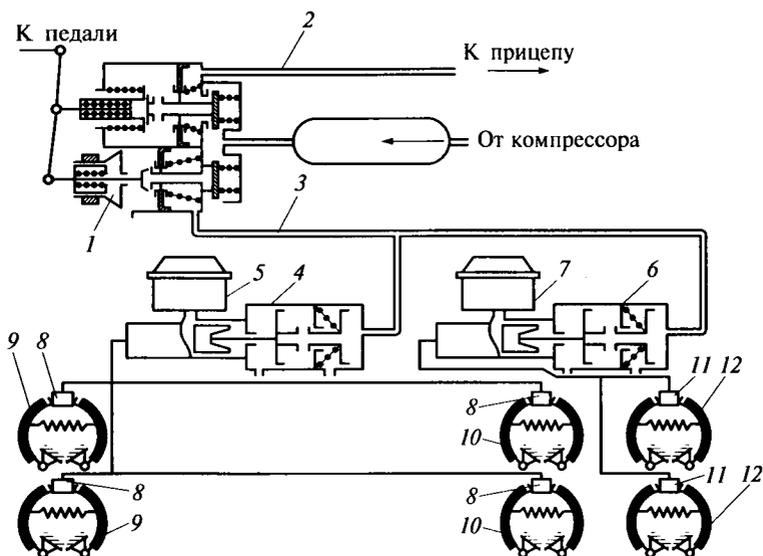


Рис. 6.18. Схема комбинированного пневмогидропривода тормозов автомобиля «Урал-4320»:

1 — комбинированный двухсекционный тормозной кран; 2 — трубопровод к прицепу; 3 — трубопровод; 4, 6 — пневмоцилиндры; 5, 7 — главные тормозные цилиндры; 8 — рабочий цилиндр первого контура; 9, 10, 12 — тормозные механизмы соответственно передних, средних и задних колес; 11 — рабочий цилиндр второго контура

ством и обеспечивает пропорциональную связь между усилием нажатия на педаль и приводными силами.

Пневматическая часть комбинированного привода обуславливает легкость управления гидравлической части тормозной системой автомобиля и прицепа, а гидравлическая часть комбинированного привода обеспечивает синхронность торможения всех колес автопоезда и быструю срабатывания.

*Гидропривод с насосом*, создающим давление в гидросистеме, начинает получать распространение на легковых автомобилях высокого класса, а также на автобусах и грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности.

*Электромагнитные тормоза с электрическим приводом* получают распространение на автопоездах, так как наиболее просто обеспечивают передачу энергии на большое расстояние при быстром срабатывании тормозной системы.

*Тормозная система прицепа* (полуприцепа) включает в себя рабочую и стояночную тормозные системы.

Тормозные механизмы прицепов принципиально ничем не отличаются от тормозных механизмов автомобилей. На прицепах

они обычно унифицированы с соответствующими тормозными механизмами автомобилей-тягачей. Преимуществом двухпроводной пневмосистемы является непрерывное пополнение тормозной системы прицепа сжатым воздухом, что имеет значение при длительном и частом торможении. В тормозных приводах прицепа устанавливаются режимные краны, позволяющие регулировать степень торможения в зависимости от нагрузки прицепа.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие требования предъявляются к рулевому управлению колесной машины?
2. Укажите назначение и раскройте общее устройство рулевого управления колесной машины.
3. По каким основным признакам выполнена классификация рулевого управления колесной машины?
4. Какие существуют типы и конструкции рулевых механизмов?
5. Опишите назначение и работу рулевого привода.
6. Укажите назначение и кинематику рулевой трапеции.
7. Каковы назначение и требования, предъявляемые к усилителям рулевого привода?
8. Опишите устройство и работу гидроусилителя рулевого привода.
9. Как в гидроусилителе рулевого привода осуществляется следящее действие между управляемыми колесами и рулевым колесом?
10. Назовите компоновочные схемы гидроусилителей рулевого привода.
11. Укажите требования, предъявляемые к тормозным системам.
12. Каковы виды и назначение тормозных систем, применяемых на автомобилях?
13. Каков принцип работы стояночной, запасной и вспомогательной тормозных систем?
14. Как классифицируются тормозные механизмы?
15. Опишите барабанные и дисковые тормозные механизмы, преимущества дисковых тормозных механизмов.
16. Каков принцип работы моторного тормоза и тормоза-замедлителя?
17. Укажите требования, предъявляемые к тормозным приводам.
18. Назовите типы тормозных приводов, применяемых на тракторах и автомобилях, и опишите принципы их работы.
19. В чем назначение усилителей тормозного привода? Опишите работу вакуумного усилителя тормозного гидропривода.
20. Опишите устройство и работу тормозного пневмопривода.
21. Как в пневматическом тормозном приводе осуществляется следящее действие между усилием на тормозной педали и эффективностью торможения?
22. Назовите способы повышения надежности тормозных систем.
23. Опишите принцип работы тормозных пневматических камер с пружинным аккумулятором энергии.
24. Как осуществляется торможение прицепа?

## Глава 7

# РАБОЧЕЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

### 7.1. Общие сведения об оборудовании тракторов

Орудия для выполнения технологических операций и рабочее оборудование komponуются с трактором различными методами.

Орудия, имеющие свою ходовую систему, соединяют с трактором при помощи прицепного устройства.

При использовании полунавесных систем в рабочем и транспортном положениях машины частично опираются на свою ходовую систему, а частично на навесной механизм трактора, который помимо передачи тягового усилия переводит орудие в рабочее или транспортное положение.

Навесные системы применяют при работе с орудиями, не имеющими своих ходовых систем. При транспортировании их вес полностью передается на трактор. В некоторых случаях орудия оснащают колесами, которые в рабочем положении являются дополнительной опорой для рабочих органов.

В настоящее время навесными системами оснащается большинство тракторов.

При работе с прицепами тракторы снабжают прицепными устройствами, а для работы с полунавесными одноосными прицепами по заявке заказчика устанавливают прицепные крюки, которые должны подниматься и опускаться при помощи гидроцилиндров.

Для привода технологического оборудования тракторы оснащаются валами отбора мощности (ВОМ), выводы которых могут располагаться спереди, сзади или сбоку трактора. Валы отбора мощности могут быть с независимым от скорости движения трактора и зависимым (синхронным) приводом.

Независимые задний и боковой ВОМ должны обеспечивать частоту вращения выходного хвостовика соответственно 540 и 1 000 мин<sup>-1</sup> при номинальной частоте вращения вала двигателя.

Синхронный ВОМ должен делать 3,3—3,6 оборота на 1 м пути.

Для работы трактора в качестве стационарного источника энергии на колесных тракторах (справа или слева) предусматривается возможность установки приводного шкива, расположенного на высоте 500 мм от земли.

## 7.2. Навесные системы тракторов

Тракторы оснащаются механизмом задней навески, предназначенным для навешивания технологических орудий, и их установки в рабочее и транспортное положения. Для бокового и фронтального навешивания орудий предусматривают специальные крепежные площадки. Для соединения орудий с трактором применяют устройства, имеющие разное число точек подвеса:

- одноточечные — для полунавесных машин, соединяемых с трактором шарнирно в одной точке (при помощи гидроцилиндра можно регулировать высоту точки соединения);
- двухточечные — применяют на гусеничных тракторах в двух вариантах: с горизонтальной и вертикальной осями качания;
- трехточечные — из двух нижних тяг, шарнирно соединенных с остомом трактора, и одной верхней тяги;
- четырехточечные — две нижние и две верхние тяги, чем обеспечивается большая устойчивость орудия (используется для погрузчиков и бульдозеров).

Наибольшее распространение на тракторах имеют трехточечные системы задней навески, присоединительные размеры которых определяются классом трактора. Механизм задней навески (рис. 7.1) состоит из силовых тяг и подъемного устройства.

Одна верхняя *б* и две нижние *12* силовые тяги служат для подсоединения машин и орудий. Нижние тяги *12* размещены симметрично относительно продольной оси трактора. Каждая из них закреплена на прицепной скобе трактора при помощи шарового

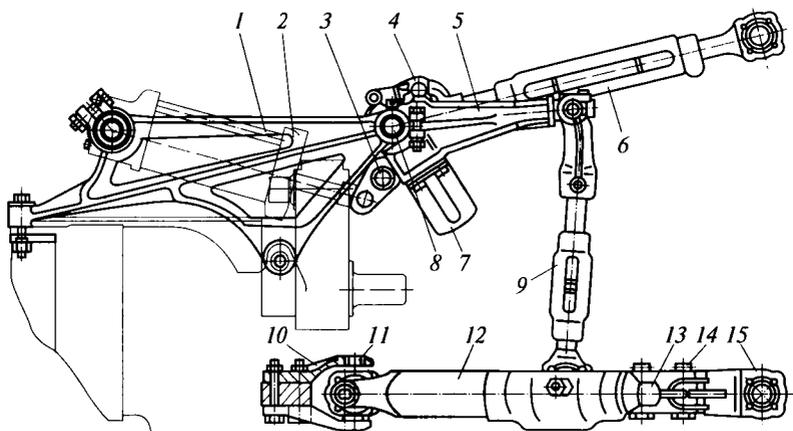


Рис. 7.1. Механизм задней навески колесного трактора:

*1* — кронштейн; *2* — гидроцилиндр; *3, 14* — пальцы; *4* — рычаг; *5* — подъемный рычаг; *6, 12* — верхняя и нижняя силовые тяги; *7* — упор; *8* — вал; *9* — раскос; *10* — скоба; *11* — шаровой шарнир; *13* — ограничитель; *15* — выдвижная обойма

шарнира 11 и скоб 10 и имеет в передней части выдвижную обойму 15, которая при снятых пальцах 14 облегчает подсоединение орудий без дополнительного перемещения трактора и орудия. Концы выдвижных обойм 15 снабжены шаровыми шарнирами с присоединительными пальцами. Нижние тяги в средней части имеют гнездо для соединения с раскосами 9 механизма подъема.

Верхняя тяга 6, расположенная на продольной оси трактора, закреплена шарнирно поворотной цапфой на валу 8 и состоит из двух винтов и регулировочной муфты с зажимами. Регулирование длины тяги, предусмотренное в пределах 300 мм, облегчает присоединение орудий и их настройку на определенный режим работы.

Подъемное устройство включает в себя подъемные рычаги 5, закрепленные на шлицах поворотного вала 8, и кронштейны 1, которые крепятся тягами к картерам бортовых передач и болтами к верхним полкам лонжеронов рамы. Подъемный рычаг 5 имеет на конце шип для установки крестовины раскоса 9 и опорную площадку, на которую передается усилие от гидроцилиндра. Втулки вала 8 свободно вращаются на оси, на концах которой закреплены соединения кронштейнов 1. Два рычага 4, свободно посаженные на валу 8, служат для передачи нагрузок от гидроцилиндра к подъемным рычагам 5. Рычаги 4 охватывают правый подъемный рычаг 5 и скреплены между собой пальцем 3, который при повороте упирается в площадку подъемного рычага и производит его подъем.

В нижних отверстиях рычагов 4 при помощи пальца закреплена головка штока гидроцилиндра 2. В верхние отверстия рычагов 4 может устанавливаться палец для обеспечения принудительного заглубления орудий при помощи гидроцилиндра. Раскос 9, связывающий подъемный рычаг 5 с нижней силовой тягой 12, состоит из двух винтов и регулировочной муфты с зажимом. Верхний винт и вилка раскоса 9 соединены между собой пальцем, который при работе с широкозахватными орудиями может сниматься, чем обеспечивается копирование орудием микрорельефа почвы в поперечной плоскости. Регулировкой муфты длина раскоса 9 может изменяться в пределах 120 мм при разных наладках навески.

Закрепленные на подъемных рычагах упоры 7 ограничивают раскачивание навески и орудия в транспортном положении. В комплект механизма навески входят ограничители тяг. Каждый ограничитель 13 содержит цепь, пружинный амортизатор, регулировочную муфту и регулировочный винт. Ограничители обеспечивают устойчивое прямолинейное движение орудия или машины при прямолинейном движении трактора, например, при работе с культиватором. Необходимая длина ограничителя устанавливается регулировочным винтом.

Навесное устройство должно обеспечивать копирование орудием рельефа местности и регулирование глубины обработки почвы.

(рис. 7.2). Для регулирования глубины применяют высотный, силовой и позиционный способы.

На рис. 7.2, *а* приведена кинематическая схема реализации высотного способа регулирования глубины обработки почвы при помощи опорного колеса 1 и регулировочного винта 2. Гидроцилиндр 3 служит только для подъема орудия в транспортное положение. Необходимо, чтобы навесное устройство обеспечивало возможность самостоятельного заглабления орудия в почву, что определяется положением мгновенного центра вращения  $O$  орудия. Для этого момент  $M = R_c c$ , создаваемый реакцией  $R_c$  почвы на плуг на плече  $c$  относительно мгновенного центра вращения  $O$ , должен быть положительным.

При силовом способе регулирования (рис. 7.2, *б*) создается определенное усилие в верхней тяге и нижних тягах навесного устройства. Для этого жесткую опору верхней тяги заменяют пружиной 7. Под действием усилия  $P$  на верхней тяге пружина деформируется, перемещая шток распределителя 4 гидросистемы. Необходимое усилие задается рукояткой 5 управления. Когда усилие на верхней тяге  $P$  достигает заданного значения, шток распреде-

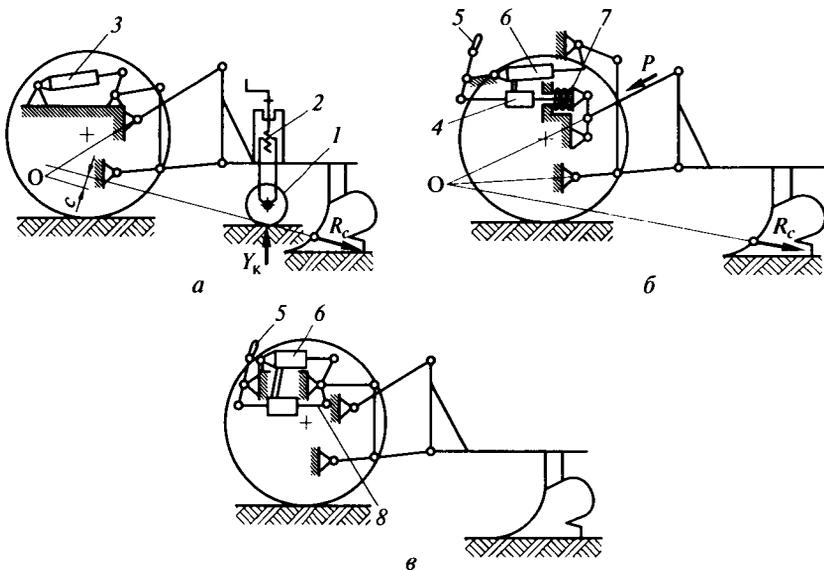


Рис. 7.2. Способы регулирования глубины обработки почвы:

*а* — высотный; *б* — силовой; *в* — позиционный; 1 — опорное колесо; 2 — регулировочный винт; 3 — гидроцилиндр подъема орудия; 4 — распределитель гидросистемы; 5 — рукоятка управления; 6 — гидроцилиндр; 7 — пружина; 8 — следящее устройство;  $R_c$  — реакция почвы на плуг;  $c$  — плечо действия усилия  $R_c$ ;  $Y_k$  — реакция грунта под опорным колесом;  $P$  — усилие на верхней тяге;  $O$  — мгновенный центр вращения

лителя 4 гидросистемы занимает нейтральное положение и рабочая жидкость в гидроцилиндре *б* запирается. Силовое регулирование улучшает сцепление ведущих колес с почвой и уменьшает тяговое усилие машин, но для применения этого способа требуется относительно однородный состав почвы.

При позиционном способе регулирования (рис. 7.2, *в*) используется следующее устройство 8. При неподвижной рукоятке 5 уп-

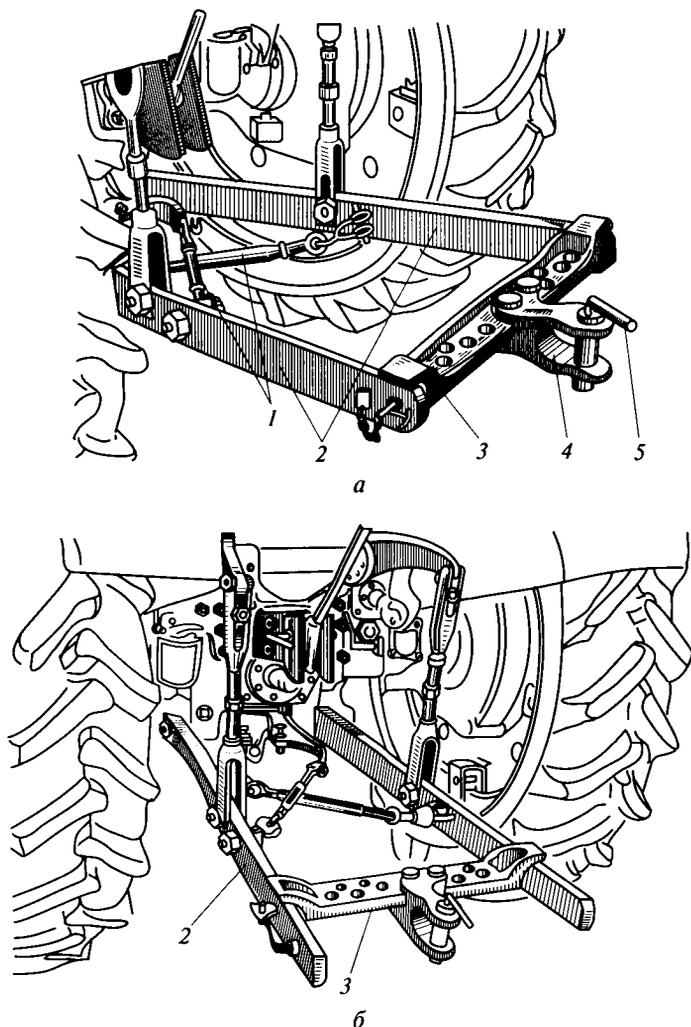


Рис. 7.3. Варианты установки поперечины в прицепном устройстве:

*а* — с максимальным выносом точки прицепа от оси задних колес; *б* — то же, с уменьшенным выносом (при работе с ВОМ); 1 — блокировочные тяги; 2 — продольные тяги; 3 — поперечина; 4 — прицепная скоба; 5 — шкворень

равления навесное устройство не может изменять своего положения относительно остова трактора. При перемещении рукоятки управления система возвращается в нейтральное положение.

Возможны следующие комбинации способов регулирования: высотный и силовой или позиционный и силовой. Для современных универсальных тракторов предусмотрены все перечисленные способы регулирования.

Для работы с прицепами тракторы оснащают прицепным устройством, которое состоит из поперечины 3 (рис. 7.3, а), прицепной скобы 4, закрепленной двумя пальцами, и шкворня 5. В этом варианте установки поперечины 3 в прицепном устройстве она размещается в дальних (от колеса) отверстиях нижних продольных тяг механизма навески. Блокировочные тяги при этом натягиваются, ограничивая боковые раскачивания прицепного устройства.

При необходимости работы прицепного орудия с ВОМ установка поперечины осуществляется с уменьшенным выносом точки прицепа от оси задних колес (рис. 7.3, б), для чего поперечина 3 устанавливается в ближние к трактору отверстия нижних тяг механизма навески.

### **7.3. Механические и гидравлические системы отбора мощности**

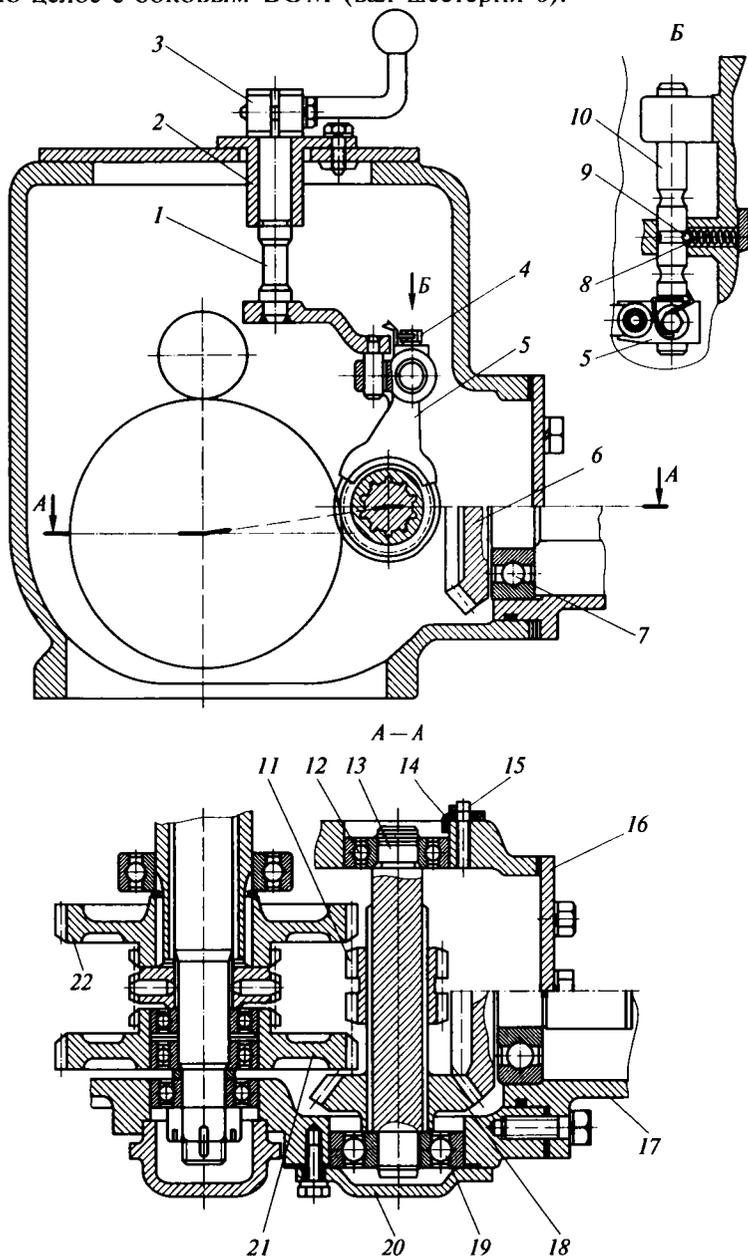
Навесные и прицепные орудия получают вращение от ВОМ через карданные валы, а стационарные — через ременные передачи. В последнем случае шкив устанавливают на задний ВОМ трактора. В большинстве случаев работы сельскохозяйственных и других машин ВОМ вращаются с окружной скоростью, не зависящей от скорости движения агрегата.

Однако для ряда орудий обороты вала должны изменяться с изменением поступательной скорости трактора. Конструкция ВОМ тракторов выполняется с учетом этих требований. Задний и боковой ВОМ могут быть включены как на независимый, так и на зависимый (синхронный) приводы. Управление включением привода ВОМ осуществляется рычагами с места водителя.

На рис. 7.4 приведен вариант привода бокового ВОМ колесного трактора (ОАО «Липецкий тракторный завод»), смонтированный в верхней части корпуса муфты сцепления. Шестерня 11 переключения установлена на шлицевом ведущем валу 13 и расположена между двумя шестернями независимого 21 и синхронного 22 приводов. Шестерня свободно перемещается по шлицам вала и вводится в зацепление с венцами приводных шестерен 21 и 22.

Ведущая коническая шестерня 18 вращается вместе с ведущим валом 13, опирающимся на два шарикоподшипника 12 и 19, установленных в корпусе муфты. От осевого перемещения по шли-

цам шестерню удерживают с одной стороны стопорное кольцо, с другой подшипник. Уплотнительная прокладка под крышкой 20 подшипника предотвращает попадание масла в сухую полость муфты сцепления. Ведомая коническая шестерня выполнена как одно целое с боковым ВОМ (вал-шестерня 6).



Механизм переключения состоит из вилки 5, оси 1 с рычагом переключения и рукоятки 3 управления. Конец вилки входит в кольцевую канавку шестерни 11 переключения. Вилка 5 переключения закреплена на валике 10, который размещен в отверстиях прилива корпуса. В кольцевые выточки на валике 10 под действием пружины 8 фиксатора входит шарик 9, фиксирующий валик в трех положениях. В головке вилки 5 переключения сделан прилив с пазом, в который входит рычаг, сидящий на оси 1.

Если шестерню 11 переключения ввести в зацепление с шестерней 21 независимого привода при выключенном сцеплении ВОМ, то боковой ВОМ получит независимый привод, и будет вращаться с постоянным числом оборотов. Шестерня 22 синхронного привода соединена с вторичным валом КП, поэтому, когда с ней вводится в зацепление шестерня 11 переключения, боковой ВОМ получает синхронный привод. Включают синхронный привод при выключенном главном сцеплении.

При установке ведомой конической вал-шестерни 6 бокового ВОМ зазор в зацеплении конических шестерен 6 и 18 регулируют прокладками, устанавливаемыми между фланцем стакана 17 подшипника бокового ВОМ и корпусом ВОМ. Детали механизма привода бокового ВОМ смазываются разбрызгиваемым маслом, находящимся в заднем отсеке корпуса сцепления.

*Гидропривод* является основным приводом навесных устройств сельскохозяйственных тракторов и технологического оборудования промышленных тракторов; он может также использоваться в гидросилителях органов управления трактором. Этот привод по сравнению с механическим и пневматическим приводом имеет большую универсальность, меньшую металлоемкость, высокую надежность.

Гидропривод состоит из насоса, гидромоторов, распределителя, масляного бака, маслопроводов и системы клапанов.

Гидропривод навесного устройства в зависимости от компоновки бывает моноблочным (рис. 7.5, а) — все механизмы привода смонтированы в одном агрегате или раздельно-агрегатным (рис. 7.5, б) — все механизмы выполнены в самостоятельных корпусах и установлены в разных местах трактора.



Рис. 7.4. Привод бокового вала отбора мощности колесного трактора: 1 — ось с рычагом переключения бокового ВОМ; 2 — кронштейн рычага; 3 — рукоятка управления; 4, 15 — болты; 5 — вилка переключения; 6 — ведомая коническая вал-шестерня бокового ВОМ; 7, 12, 19 — шарикоподшипники; 8 — пружина фиксатора; 9 — шарик; 10 — валик вилки переключения; 11 — шестерня переключения; 13 — ведущий вал; 14 — упор подшипника; 16 — крышка; 17 — стакан подшипника бокового ВОМ; 18 — ведущая коническая шестерня; 20 — крышка подшипника; 21 — шестерня независимого привода; 22 — шестерня синхронного привода

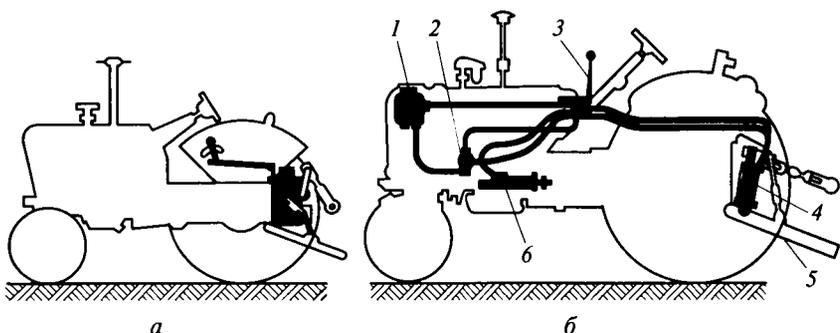


Рис. 7.5. Схемы компоновки гидропривода навесного устройства:

*a* — моноблочная; *б* — раздельно-агрегатная; 1 — масляный бак; 2 — насос; 3 — распределитель; 4, 6 — гидроцилиндры; 5 — рычаг управления навесной системой

Моноблочный привод обеспечивает все виды регулирования сельскохозяйственных орудий — силовое, высотное, позиционное и комбинированное. Однако ему присущи серьезные недостатки: высокая удельная масса; сложность установки выносных цилиндров для управления агрегатами, навешиваемыми в других местах трактора; относительно низкое рабочее давление (до 10 МПа); конструкция привода не универсальна, ее разрабатывают для конкретного типа трактора.

Широкое распространение получил *раздельно-агрегатный привод* навесного устройства, который облегчает организацию производства унифицированных гидроагрегатов, так как их можно устанавливать на любом тракторе. При помощи выносных цилиндров легко обеспечивается управление машинами, смонтированными в любом месте трактора. К недостаткам этого привода относятся большая длина маслопроводов, возможность их повреждения при эксплуатации. Кроме того, навесное устройство с раздельно-агрегатным приводом имеет более сложную конструкцию, чем у гидропривода. В приводах навесных устройств используются унифицированные шестеренные насосы с рабочим давлением до 20 МПа, диапазоном частоты вращения 1 100... 1 700 мин<sup>-1</sup>. Насосы имеют фланцы для крепления к двигателю или редуктору и могут быть с правым или левым направлением вращения.

Распределители при использовании раздельно-агрегатных приводов выполняют в виде отдельных агрегатов. На отечественных тракторах используют унифицированные клапанно-золотниковые распределители, обеспечивающие четыре положения: подъем орудия, принудительное опускание, нейтральное и плавающее положение. На тракторах устанавливают распределители с двумя или тремя секциями, каждая из которых управляет своими элементами гидросистемы.

В раздельно-агрегатных приводах навесных устройств применяются цилиндры двойного действия с возможностью регулирования хода.

На гусеничных промышленных тракторах для привода технологического оборудования бывает недостаточно одного гидронасоса, устанавливаемого непосредственно на двигателе. Так, например, на тракторах ТТ-4М-01, МТ-5-01, предназначенных для использования в качестве базы для лесопромышленных и других специализированных машин и агрегатов, устанавливается привод (редуктор) для двух гидронасосов, обеспечивающий возможность дополнительного отбора мощности до 76,3 кВт.

Привод для двух гидронасосов (рис. 7.6) состоит из ведущего вала 12 и двух ведомых валов 25 и 34. Ведущий вал 12 соединяется карданными валами с одной стороны со сцеплением, а с другой

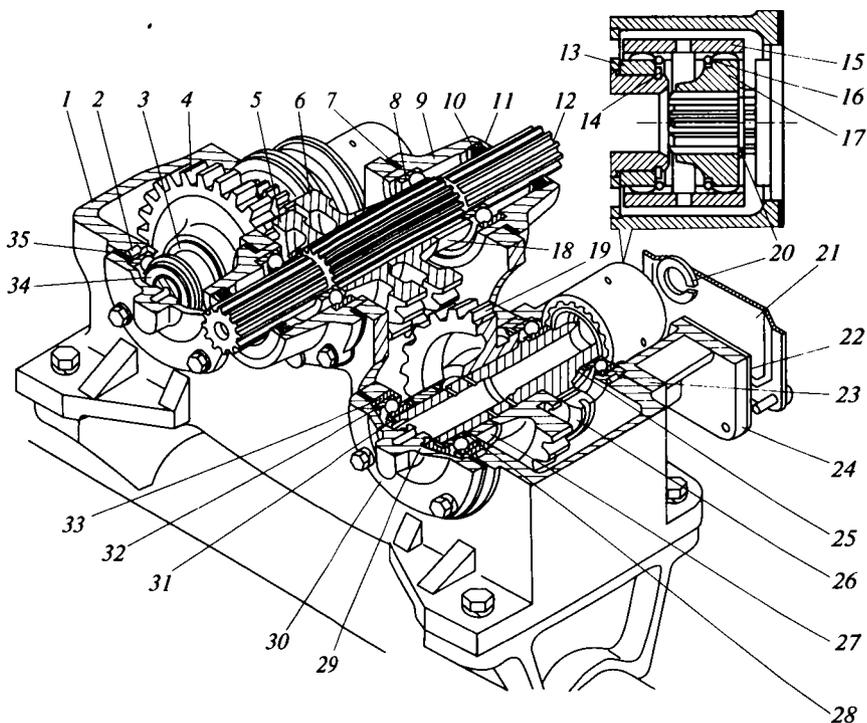


Рис. 7.6. Привод для двух гидронасосов:

1 — корпус; 2 — штифт; 3, 14, 16, 20, 31 — стопорные кольца; 4, 19 — ведомые шестерни; 5, 6 — ведущие шестерни; 7, 22, 23, 35 — прокладки; 8, 32 — подшипники; 9, 21, 30 — крышки; 10 — манжета; 11 — войлочное кольцо; 12 — ведущий вал; 13, 17 — зубчатые муфты; 15 — обойма; 18, 27 — втулки; 24 — кронштейн гидронасоса; 25, 34 — ведомые валы; 26 — муфта включения; 28 — кольцо; 29 — ограничитель уровня масла; 33 — стакан

с КП. На ведущем валу 12 установлены ведущие шестерни 5 и 6, которые находятся в постоянном зацеплении с ведомыми шестернями 4 и 19, установленными на ведомых валах 25 и 34 привода гидронасосов. Соединение шестерен с ведомыми валами осуществляется посредством муфт 26 включения, зубчатые венцы которых входят в зацепление с малыми зубчатыми венцами ведомых шестерен 4 и 19. Ведущий вал 12 вращается на подшипниках 8, установленных в крышках 9. Манжеты 10 и войлочные кольца 11 служат для уплотнения хвостовиков вилок карданных валов, устанавливаемых на ведущий вал. Ведомые валы 25 и 34 вращаются в подшипниках 32, установленных в стаканах 33, которые зафиксированы от проворачивания в корпусе штифтами 2.

Гидронасосы крепятся к кронштейнам 24 и соединяются с ведомыми валами через специальные сдвоенные зубчатые муфты, компенсирующие возможную несоосность валов гидронасосов с ведомыми валами. Сдвоенная зубчатая муфта состоит из двух зубчатых муфт 13 и 17 и обоймы 15, перемещение которой ограничивается стопорными кольцами 16. Зубчатая муфта 13 имеет профильное посадочное отверстие, исключающее ее проворачивание на валу, и закреплена стопорным кольцом 14. В шлицевое отверстие зубчатой муфты 17 вставлен приводной вал гидронасоса, от перемещения по валу муфта удерживается стопорным кольцом 20.

Включение насосов выполняется рычагами, которые установлены на кронштейнах и соединены вилками с муфтами 26 включения.

Детали привода гидронасосов смазываются разбрызгиванием вращающимися шестернями находящегося в корпусе масла. Зубчатые муфты валов гидронасосов и посадочные поверхности ведомых шестерен смазываются маслом, поступающим во внутреннюю полость валов. Под посадочные поверхности шестерен масло подводится через отверстия в валах за счет действия центробежных сил. Подача масла в полости ведомых валов осуществляется по каналам в корпусе 1 и крышках из лотков, расположенных на передних стенках корпуса.

#### **7.4. Дополнительное оборудование автомобилей**

К дополнительному оборудованию ряда автомобилей относятся лебедка, централизованная система регулирования давления воздуха в шинах, подъемный механизм опрокидывающейся платформы, седельное устройство и др.

*Лебедка* предназначена для самовытаскивания и подтягивания автомобилей и прицепов на труднопроходимых участках.

Например, на автомобиле «Урал-4320» рабочая длина троса лебедки 65 м, диаметр троса 17,5 мм. Лебедка состоит из привода, червячного редуктора, барабана с закрепленным на нем тросом,

ленточного тормоза и тросоукладчика. Максимальное тяговое усилие на тросе ограничивается предохранительным штифтом, установленным на переднем карданном валу привода лебедки. Предохранительный штифт срезается при усилии на тросе 70...90 кН. Лебедка установлена на поперечине 26 (рис. 7.7) и двух кронштейнах, укрепленных в задней части рамы автомобиля.

Редуктор лебедки состоит из глобоидальной пары червяк 20 — червячное колесо 13. Червячное колесо прикреплено к ступице, которая подвижной муфтой 14 может соединяться с валом барабана 5, посаженного на шлицевой вал лебедки. На червяке 20 редуктора установлен автоматический ленточный тормоз 24, препятствующий самопроизвольному вращению барабана лебедки и

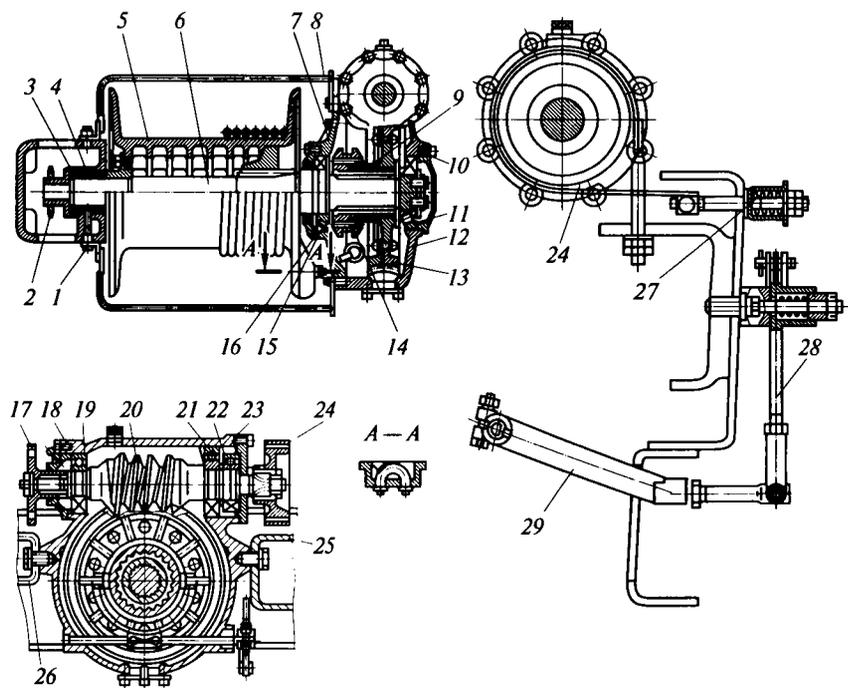


Рис. 7.7. Лебедка в сборе с редуктором и тормозом:

1 — пресс-масленка; 2 — звездочка; 3 — подшипник скольжения; 4 — распорная втулка; 5 — барабан; 6 — вал барабана; 7 — крышка редуктора; 8 — отбойник троса; 9 — неподвижная муфта; 10, 16, 18, 23 — регулировочные прокладки; 11, 15 — конические роликоподшипники; 12 — картер редуктора; 13 — червячное колесо; 14 — подвижная муфта; 17 — фланец; 19 — радиально-упорный подшипник; 20 — червяк редуктора; 21 — шариковый радиальный подшипник; 22 — упорный радиальный подшипник; 24 — ленточный тормоз; 25 — правый кронштейн ходового винта; 26 — поперечина для подвески лебедки; 27 — пружина тормоза; 28, 29 — рычаги включения лебедки

разматыванию троса при включенной муфте сцепления автомобиля или в случае среза предохранительного штифта.

При наматывании троса на барабан 5 тормозной шкив, вращаясь, захватывает ленту тормоза 24, и образовавшаяся сила трения сжимает пружину 27, создавая незначительный тормозной момент на шкиве. В процессе разматывания троса с барабана, например при выключении сцепления, момент трения на тормозном шкиве автоматически увеличивается, так как лента самозатягивается силой трения, значительно большей, чем при наматывании троса, и направленной в обратную сторону.

Привод лебедки осуществляется от раздаточной коробки через коробку отбора мощности и три карданных вала. Вращающий момент подводится к фланцу 17, надетому на вал червяка 20 редуктора. Лебедка включается из кабины подвижной муфтой 14 посредством рычагов 28, 29 включения лебедки.

*Централизованная система регулирования давления воздуха в шинах* предназначена для повышения проходимости автомобиля на тяжелых участках пути за счет снижения давления воздуха в шинах, а также для продолжения движения без замены колеса в случае повреждения камер при условии восполнения утечки воздуха из шины компрессором. Централизованная система регулирования давления воздуха в шинах (рис. 7.8) автомобиля «Урал-4320» состоит из компрессора 1, крана 3 управления давлением, межбаллонного редуктора 7, колесных кранов 9 запора воздуха, блока 10 уплотнительных манжет подвода воздуха в кожухе полуоси, трубопроводов 2, 8 и воздушных баллонов 6 — первого ВБ<sub>1</sub> и второго ВБ<sub>2</sub>. Межбаллонный редуктор 7 предназначен для поддержания необходимого давления в тормозной системе. По достижении определенного давления в баллоне ВБ<sub>1</sub> клапан 19 с диафрагмой открывается, и воздух начинает поступать в баллон ВБ<sub>2</sub>, обратный клапан 21 при этом закрыт.

В системе применяется кран 3 управления давлением воздуха в шинах золотникового типа. Золотник 14 перемещается в корпусе 12 и уплотняется манжетами 13. Находящееся на нем упорное кольцо ограничивает пределы хода. Золотник 14 соединен с тягой рычага крана, который может иметь три положения: левое соответствует накачке шин, среднее — нейтральное, правое — выпуску воздуха из шин в атмосферу.

При переводе рычага 5 крана в левое положение золотник 14 перемещается влево, проточка на нем устанавливается против манжеты и воздух ВБ из воздушных баллонов 6 через образовавшийся зазор под манжетой по трубопроводам поступает через шланги 11 в блок 10 уплотнительных манжет подвода воздуха, колесные краны 9 запора воздуха и далее в шины.

При переводе рычага крана управления давлением в правое положение золотник перемещается вправо, проточка на золотни-

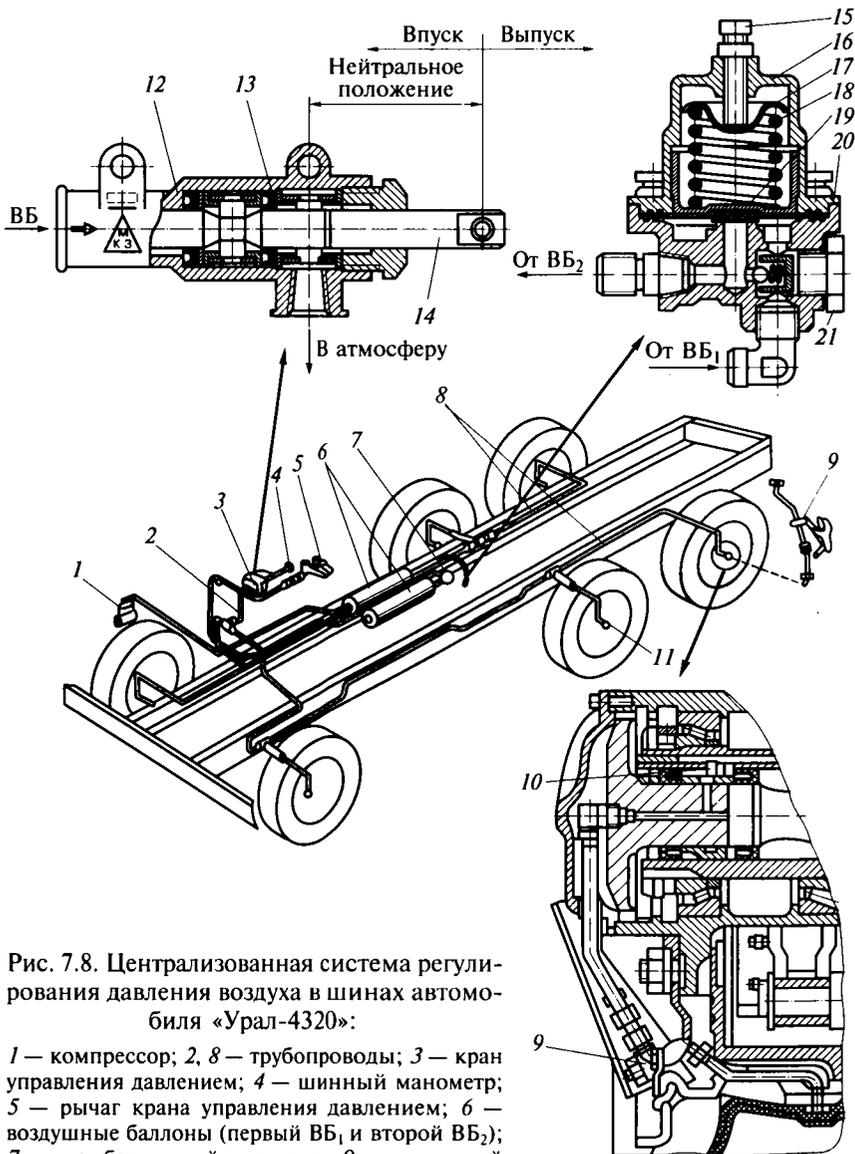


Рис. 7.8. Централизованная система регулирования давления воздуха в шинах автомобиля «Урал-4320»:

1 — компрессор; 2, 8 — трубопроводы; 3 — кран управления давлением; 4 — шинный манометр; 5 — рычаг крана управления давлением; 6 — воздушные баллоны (первый ВВ<sub>1</sub> и второй ВВ<sub>2</sub>); 7 — межбаллонный редуктор; 9 — колесный кран; 10 — блок уплотнительных манжет подвода воздуха; 11 — шланг; 12 — корпус крана управления давлением; 13 — манжета; 14 — золотник; 15 — регулировочный болт; 16 — крышка; 17 — тарелка пружины; 18 — пружина; 19 — клапан с диафрагмой; 20 — корпус межбаллонного редуктора; 21 — обратный клапан; ВВ — воздух из воздушных баллонов ВВ<sub>1</sub> и ВВ<sub>2</sub>; — — направление движения воздуха

ке устанавливается против другой манжеты, и воздух из шин уходит в атмосферу.

Когда рычаг 5 ставится в нейтральное положение, проточка на золотнике находится между манжетами и исключает поступление воздуха к шинам и из шин в атмосферу.

Подвод воздуха к шинам выполнен по однопроводной схеме. Если колесные краны 9 открыты, все шины автомобиля соединены между собой, давление в них одинаковое, а выпуск воздуха и накачка его ведутся одновременно для всех шин.

Управление системой осуществляется из кабины, что позволяет водителю постоянно контролировать давление в шинах по шинному манометру 4, расположенному на щитке приборов, и поддерживать его в пределах нормы.

*Подъемный механизм опрокидывающейся платформы* обеспечивает наклон кузова автомобиля-самосвала при разгрузке. Схема пневмогидравлического механизма подъема платформы автомобиля-самосвала КамАЗ-5510 показана на рис. 7.9.

Подъемный механизм обеспечивает подъем платформы до предельного угла 55°; опускание ее; остановку в любом промежуточном положении в процессе подъема и опускания; автоматическое ограничение максимального угла подъема платформы; встряхивание платформы в конце подъема для лучшего ссыпания груза; автоматическое отключение механизма при увеличении давления; автоматическое открывание и закрывание заднего борта платформы.

Механизм подъема состоит из коробки 10 отбора мощности, масляного насоса 7, телескопического гидроцилиндра 3, перепускного клапана 4, двух электропневмоклапанов 5 и 5', пневмоцилиндра 2, пневмоклапана 1 открывания заднего борта и масляного бака 8. Коробка 10 отбора мощности — одноступенчатая, крепится к картеру КП с правой стороны. Управление пневмоклапаном 1 осуществляется нажатием платформы.

Электропневматическое дистанционное управление подъемным механизмом и запорами заднего борта облегчает работу водителя и значительно сокращает время разгрузки. Управление механизмом подъема платформы проводится из кабины водителя с помощью электрического переключателя 9 на щитке приборов.

*Для подъема платформы* необходимо перевести рычажок электрического переключателя 9, расположенного в кабине, в положение «Подъем» (этот режим и отражен на схеме рис. 7.9). При этом электрический ток поступает в обмотку электромагнита электропневмоклапана 5'. При перемещении сердечника электромагнита открывается клапан, пропускающий воздух из баллона пневмосистемы автомобиля в пневмокамеру ПК', которая включает коробку 10 отбора мощности. Одновременно воздух поступает в полость пневмоцилиндра 2.

При включении коробки отбора мощности начинает работать масляный насос. Масло из бака 8 насосом 7 подается через обратный клапан 6 и трубопроводы в телескопический гидроцилиндр 3. В начале подъема платформы пневмоклапан 1 закрывается, и воздух из верхней полости пневмоцилиндра 2 выходит в атмосферу, а поступающий через электропневмоклапан 5 сжатый воздух перемещает поршень и шток пневмоцилиндра 2. Шток воздействует на рычаги вала запоров и задний борт открывается.

Под действием давления масла звенья телескопического гидроцилиндра 3 последовательно выдвигаются, поднимая платформу. По мере подъема платформы гидроцилиндр наклоняется и рычаг, закрепленный на его цапфе, также наклоняется, выбирая свободное провисание тросика привода перепускного клапана 4. По достижении платформой предельного угла  $55^\circ$  тросик открывает перепускной клапан, и подъем платформы прекращается. Масло из цилиндра через перепускной клапан 4 по сливному маслопроводу сливается в бак, и платформа опускается на некоторый угол. Перепускной клапан 4 закрывается, вследствие чего масло снова поступает в цилиндр, и происходит подъем платформы до следующего открывания клапана.

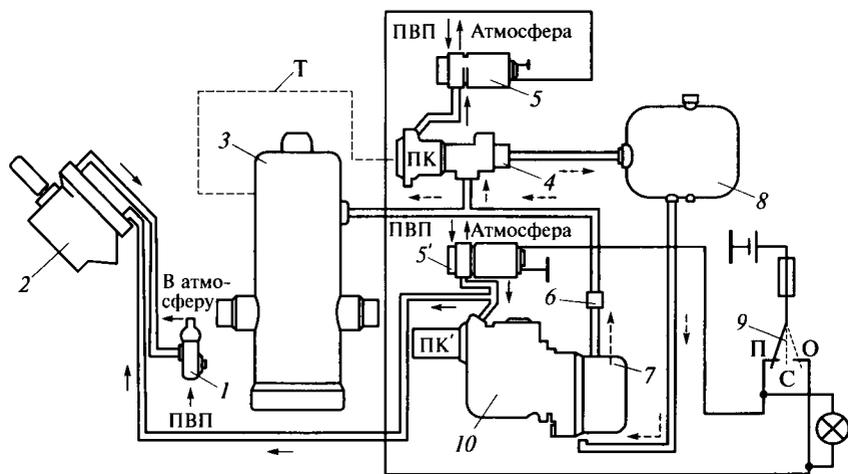


Рис. 7.9. Схема пневмогидравлического механизма подъема платформы: 1 — пневмоклапан открывания заднего борта; 2 — пневмоцилиндр; 3 — гидроцилиндр; 4 — перепускной клапан; 5, 5' — электропневмоклапаны; 6 — обратный клапан; 7 — масляный насос; 8 — масляный бак; 9 — электрический переключатель; 10 — коробка отбора мощности; ПВП — подвод воздуха из пневмосистемы автомобиля; ПК, ПК' — пневмокамеры включения перепускного клапана и коробки отбора мощности; Т — тросик; П, О, С — режимы в положениях платформы «Подъем», «Опускание», «Стоп»; —> — направление движения воздуха; ---> — направление движения масла

Такое последовательное чередование открывания и закрывания клапана обеспечивает резкое встряхивание платформы в конце подъема, что в значительной степени облегчает ссыпание груза.

*Для остановки платформы* в промежуточном положении в процессе подъема или опускания платформы рычажок электрического переключателя 9 нужно перевести в положение «Стоп». При этом электропневмоклапаны 5 и 5' выключены, перепускной клапан 4 закрывается, масляный насос 7 не работает и масло из гидроцилиндра 3 не может пройти в масляный бак 8, так как закрывается обратный клапан 6.

*Для опускания платформы* рычажок электрического переключателя 9 нужно перевести в положение «Опускание». При этом включается электропневмоклапан 5, который пропускает воздух из баллона пневмосистемы автомобиля в пневмокамеру ПК, открывающую перепускной клапан 4. Масло из гидроцилиндра 3 через перепускной клапан сливается в масляный бак 8.

В конце опускания платформа начинает давить на пневмоклапан 1 открывания заднего борта. Воздух из баллона пневмосистемы автомобиля поступает через пневмоклапан 1 в верхнюю полость пневмоцилиндра 2 и запоры закрывают задний борт платформы. Одновременно из нижней полости цилиндра воздух выходит через электропневмоклапан 5.

*По окончании опускания платформы* рычажок переключателя необходимо установить в положение «Стоп». При этом электрический ток не поступает в электропневмоклапаны 5 и 5', масляный насос 7 выключен, перепускной клапан 4 закрыт.

### **Контрольные вопросы**

1. Каким образом машины для выполнения технологических операций и рабочее оборудование komponуются с трактором?
2. Как классифицируются навесные системы тракторов?
3. Опишите устройство и работу трехточечной системы задней навески.
4. Какие существуют способы регулирования глубины обработки почвы?
5. Опишите устройство и работу прицепного устройства.
6. Каково назначение валов отбора мощности? Опишите конструкцию привода бокового вала.
7. Каково назначение гидропривода оборудования тракторов? Опишите его схему.
8. Как устроен механический привод гидронасосов гидравлической системы тракторов?
9. Каково назначение и устройство автомобильной лебедки? Опишите ее работу.
10. Каково назначение централизованной системы регулирования давления воздуха в шинах? Опишите ее устройство и работу.
11. Опишите назначение, устройство и работу механизма подъема платформы автомобиля-самосвала.

## Глава 8

# БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРИ РАБОТЕ НА ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ

### 8.1. Общие положения

Организация охраны труда в производственных процессах включает в себя правовые, санитарно-гигиенические и технические мероприятия, направленные на обеспечение безопасных условий труда. Все требования правил безопасности к автотракторной технике, условиям эксплуатации, как и обучение машинистов (водителей) правилам безопасности труда регламентированы в соответствии с Системой стандартов безопасности труда (ССБТ). В качестве примера можно привести:

ГОСТ 12.0.004—90 «ССБТ. Организация обучения безопасности труда. Общие положения»;

ГОСТ 12.1.003—83 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности»;

ГОСТ 12.1.005—88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»;

ГОСТ 12.1.007—76 «ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности»;

ГОСТ 12.1.010—76 «ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования»;

ГОСТ 12.1.012—90 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования»;

ГОСТ 12.2.120—88 «ССБТ. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности»;

ГОСТ 12.2.064—81 «ССБТ. Органы управления производственным оборудованием. Общие требования безопасности»;

ГОСТ 12.2.121—88 «ССБТ. Тракторы промышленные. Общие требования безопасности»;

ГОСТ Р 50866—96 «Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Методы оценки эффективности и безопасности»;

ГОСТ Р 51206—2004 «Автотранспортные средства. Содержание загрязняющих веществ в воздухе пассажирского помещения и кабины. Нормы и методы испытаний»;

ГОСТ Р 51709—2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки».

Стандарты устанавливают требования к обзорности и освещенности рабочей зоны, к кабинам и рабочему месту, к органам управления, к содержанию пыли в кабине, к вибрации сиденья, условиям труда и ряду других параметров машины.

К управлению и обслуживанию машин допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование, имеющие специальную подготовку и получившие в установленном порядке удостоверение на право управления трактором или автомобилем. Кроме того, машинист (водитель) должен пройти обучение согласно ГОСТ 12.0.004—90 и инструктаж по технике безопасности труда и иметь соответствующее удостоверение.

Машины должны быть в исправном техническом состоянии.

Работа машинистов (водителей) характеризуется возможным действием ряда опасных и вредных производственных факторов, в числе которых:

- движущиеся машина и ее механизмы;
- подвижные части технологического оборудования;
- передвигающиеся изделия, заготовки, материалы;
- повышенная загазованность и запыленность воздуха рабочей зоны;
- повышенная температура поверхности оборудования;
- повышенная и пониженная температура воздуха рабочей зоны;
- повышенный уровень шума;
- повышенный уровень вибрации;
- повышенная влажность воздуха;
- токсичные и раздражающие химические вещества, воздействующие на организм человека;
- физические перегрузки;
- освещенность ниже или выше нормы.

Например, двигатель является источником шума, вибрации, загазованности, повышения температуры и др. Источником шума и вибрации является машина в целом, поскольку в ней множество различных механизмов, которые при работе создают шум, кроме того, она постоянно испытывает воздействие различных динамических нагрузок и ударов.

На машиниста (водителя) вибрация передается через рабочее место (кресло) и рычаги управления. Параметры шума и вибрации не должны быть выше предельных допустимых значений, установленных соответственно ГОСТ 12.1.003—83 и ГОСТ 12.1.012—90.

Большое внимание должно быть уделено кабине и рабочему месту машиниста (водителя).

В кабине машины должны находиться аптечка первой медицинской помощи, термос с питьевой водой, огнетушитель и средства связи.

Особую роль играет микроклимат кабины. Для создания нормальных и комфортных условий труда необходимо, чтобы температура, скорость движения воздуха, влажность воздуха соответствовали определенным пределам. В противном случае может нарушиться терморегуляция организма, что приведет к понижению работоспособности машиниста (водителя) и снижению производительности труда. По ГОСТ 12.1.005—88 в кабине должен поддерживаться следующий режим: влажность воздуха 40...60 % при температуре 14...28 °С.

Кабина автомобиля, кроме того, должна быть оборудована системой отопления, вентиляции и кондиционирования, которая обеспечивает согласно ГОСТ Р 50866—96 воздухообмен со скоростью воздуха до 1,5 м/с и поддерживает среднюю температуру воздуха в кабине +18 °С при температуре наружного воздуха –20 °С. Температура в летний период в кабине не должна превышать +28 °С. Концентрация пыли и вредных веществ в кабине машины не должна превышать допустимых значений, установленных ГОСТ 12.1.007—76 и ГОСТ Р 51206—2004.

Кабина должна быть оборудована плафоном внутреннего освещения, переносной лампой и розеткой на 12 В.

Освещенность рабочих зон должна соответствовать отраслевым нормам искусственного освещения мест производства. Необходимое освещение рабочего места достигается установкой дополнительных фар на капоте или крыше трактора или автомобиля спереди и сзади.

Ограждаемые опасные поверхности машины, выполненные согласно ГОСТ 12.2.062—81 «ССБТ. Оборудование производственное. Ограждения защитные», выступающие и движущиеся узлы машины должны быть окрашены в специальные цвета или иметь установленные знаки безопасности.

В начале смены машинист (водитель) при проведении ежедневного технического обслуживания должен осмотреть машину и убедиться в ее исправности, проверив работоспособность машины без нагрузки. При двух-, трехсменной работе в исправности машины должен убедиться каждый из водителей или машинистов. Проверке подлежат все узлы и агрегаты, от которых зависит безопасность работы. При проверке металлоконструкций особое внимание необходимо обращать на места их соединения с другими элементами металлоконструкций. Запрещается работать с разбитыми стеклами, неисправным звуковым сигналом и при неполном освещении. Не допустимо наличие течи рабочей жидкости из мест соединений и уплотнений трубопроводов и узлов.

Состояние остальных узлов и систем контролируется при проведении плановых технических обслуживаний, а также при подозрении, что в них имеются неисправности. Можно проводить ос-

мотр в обеденное время, если утром и вечером не позволяет освещенность.

Запрещается пускать двигатель, не убедившись в нейтральности положения рычагов управления. Перед началом движения следует подать звуковой сигнал и убедиться в отсутствии людей в зоне работы машины (зона безопасности). Запрещается нажимать на органы управления машины, находясь вне кабины.

## **8.2. Факторы, влияющие на безопасность работы на тракторах и автомобилях**

В процессе работы водителю необходимо строго соблюдать Правила дорожного движения, правила выполнения определенных видов технологических операций и эксплуатации и технического обслуживания автотракторной техники.

Большое влияние на безопасность работы оказывают правильные приемы управления тракторами или автомобилями в определенных дорожных ситуациях. Далее факторы влияния на безопасность работы рассмотрены в основном на примере автомобиля как более быстрого транспортного средства.

*Выбор способа и режима торможения* определяется условиями движения с учетом массы машины и характера груза, скорости движения, состояния дорожного покрытия, необходимого тормозного пути и интенсивности торможения.

Торможение автомобиля может осуществляться рабочей тормозной системой (служебное и экстренное торможение с помощью ножной педали); запасной и стояночной тормозной системой при отказе рабочей тормозной системы; стояночной тормозной системой (удержание автомобиля в неподвижном положении); вспомогательной тормозной системой, ограничивающей скорость автомобиля на длительных спусках (при ее наличии в конструкции тормозной системы).

1. При длительном торможении вспомогательным тормозом в составе автопоезда (на затяжных спусках) необходимо помнить о включенных тормозных механизмах прицепа (полуприцепа) для того, чтобы не перегреть тормозные накладки тормозов прицепа. Окончательная остановка проводится плавным нажатием на тормозную педаль рабочей тормозной системы. На затяжных спусках притормаживать необходимо запасной тормозной системой, регулируя темп замедления положением рукоятки управления.

2. В случае вынужденной остановки на подъеме нужно затормозить автомобиль педалью рабочей тормозной системы и, не отпуская ее, установить рукоятку (кран) стояночного тормоза в верхнее положение до полной фиксации. Затем отпустить педаль, остановить двигатель и включить передачу заднего хода. Под колеса

следует подложить противооткатные клинья и затормозить сцеп стояночным тормозом.

3. В горной местности дороги отличаются большим числом затяжных подъемов (спусков), крутых поворотов с ограниченной видимостью, узкой проезжей частью, наносами на дорожном полотне, крутыми отвесами и обрывами по бокам проезжей части. При движении по горным дорогам нужно точно рассчитывать скоростной режим движения, учитывать изменения тягово-динамических свойств автомобиля при падении мощности двигателя и производительность компрессора в условиях разреженного воздуха.

Перед рейсом в горах необходимо проверить техническое состояние автомобиля, особенно тормозов, рулевого управления, приборов освещения и сигнализации. Тщательно проверяется герметичность всех систем, так как с понижением атмосферного давления вероятность утечки воздуха, топлива и смазки значительно возрастает. Тепловой режим двигателя регулируется с помощью жалюзи (переключением режима работы гидромфты). Нормальное давление и температура смазочной системы поддерживаются включением и отключением масляного радиатора.

Перед началом движения на затяжном крутом подъеме необходимо подготовить противооткатные клинья на случай остановки автомобиля, а на очень крутых подъемах (более 30 %) привязывать клинья на расстоянии 20...30 см от колес так, чтобы при самооткате автомобиля они попали под колеса. Если самооткат все-таки произошел и затормозить автомобиль не удастся, нужно включить передачу заднего хода и направить автомобиль под острым углом к откосу скалы или другому естественному препятствию.

На крутых уклонах следует тормозить рабочим тормозом и включенной пониженной передачей без выключения сцепления. На затяжных спусках можно притормаживать запасной тормозной системой, регулируя темп замедления положением рукоятки (педали) управления.

*Во время движения по скользким дорогам* водитель обязан соблюдать особую осторожность. Движение автомобиля должно быть равномерным и со скоростью, обеспечивающей контроль водителем над автомобилем.

Для замедления и остановки автомобиля допустимо при включенной передаче и сцеплении плавно тормозить рабочим тормозом, не допуская при этом блокировки колес. В случае возникновения заноса следует, не выключая сцепления, уменьшить подачу топлива и плавно поворачивать рулевое колесо в сторону заноса. Для замедления движения при появлении опасности заноса можно использовать вспомогательную тормозную систему.

Перед въездом на тяжелый участок пути (снег, грязь, мягкий грунт, песок) необходимо заблокировать дифференциал раздаточной коробки и снизить давление воздуха в шинах до величин

ны, соответствующей максимальной проходимости на данном участке (для автомобилей с централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах).

*Для буксировки неисправного автомобиля с максимальной безопасностью необходимо использовать специальный жесткий буксир длиной не более 4 м или метод частичной погрузки.*

При буксировке автомобиля с неработающим двигателем для наполнения его тормозного пневмопривода сжатым воздухом используется шланг для накачки шин. Один конец шланга подсоединяется к буксирному клапану, расположенному на воздушном баллоне пневмопривода тормозов, другой — к такому же клапану на буксирующем автомобиле. Если нельзя наполнить пневмосистему неисправного автомобиля сжатым воздухом, то при срабатывании системы аварийного торможения стояночной тормозной системы необходимо разблокировать тормоза задней тележки. Скорость движения при этом должна быть не более 50 км/ч.

*Погрузочно-разгрузочные работы* разрешается выполнять на автомобиле надежно заторможенном стояночным тормозом и включенной нижней передачей. Перед открыванием бортов следует убедиться в безопасности расположения груза и отсутствии людей со стороны выгрузки. Открывать или закрывать борта автомобиля или прицепа должны одновременно не менее двух человек, находящиеся сбоку от бортов.

Подъемными кранами и экскаваторами груз необходимо подносить сбоку или сзади автомобиля (подавать груз через кабину не разрешается). При погрузке сыпучих грузов вручную грузчики должны находиться сбоку автомобиля, погрузка через задний борт не разрешается. Штучные грузы, возвышающиеся над бортом, необходимо надежно увязывать или же перед погрузкой наращивать борта в установленных пределах.

*Во время буксования колес* нельзя заталкивать руками или ногой подручные материалы под буксующие колеса. Автомобиль, оборудованный лебедкой, вытаскивают с использованием упора — дерева или вкопанного в грунт бревна. В случае отсутствия лебедки тросы крепятся к упору и к дискам ведущих колес. При вытаскивании автомобиля тросом с помощью другой машины запрещается находиться между ними и в зоне возможного травмирования людей тросом в случае его обрыва.

*Во время работы технологического оборудования* необходимо строго соблюдать порядок выполнения технологических операций и безопасные приемы работы. Должна соблюдаться установленная зона безопасности вокруг машины.

Трактористу (водителю) запрещается:

- оставлять машину без наблюдения при работающем двигателе;
- покидать кабину при поднятом рабочем оборудовании и находиться под ним или под грузом;

- работать с открытой дверью и разбитыми стеклами кабины, высовываться из кабины по время подъема груза;
- работать при сильном ветре и ограниченной видимости;
- работать с неисправными приборами освещения и другими вспомогательными системами;
- оставлять груз на весу.

*При техническом обслуживании или ремонте автотракторной техники* машинист (водитель), участвующий в работе, должен пройти предварительный инструктаж по охране труда. Требования техники безопасности при обслуживании и ремонте состоят, главным образом, в правильной организации рабочего места, оснащении его необходимыми приспособлениями и безопасным инструментом.

Постановку машины на пост обслуживания необходимо проводить на малой скорости. Поставленную на пост машину следует затормозить стояночным тормозом и включить низшую передачу. Перед съездом с поста нужно убедиться, что под машиной нет людей, оставленных инструментов или других предметов, препятствующих движению.

На месте ремонта машины должны быть проходы не менее 1,5 м шириной. Все рычаги должны быть установлены в нейтральное положение, гидравлическая система должна быть разгружена. Снимать узлы и агрегаты можно только при помощи подъемно-погрузочных средств.

Подняв машину домкратом или талью, нельзя работать под вывешенной машиной без специальных подставок. Работая под машиной, нельзя складывать инструмент и детали на раму, подножки и другие места, откуда они могут упасть на работающих людей.

При обслуживании машины на подъемнике необходимо укреплять на механизме управления подъемником табличку с надписью: «Не трогать — под машиной работают люди».

При ремонте высоко расположенных узлов необходимо пользоваться специальными подмостками.

Переносные лампы освещения должны питаться напряжением не выше 24 В.

Необходимо строго соблюдать правила пользования монтажным инструментом. Не допускается применение сильно изношенных или несоответствующего размера ключей, а также другого инструмента с неисправной или неправильно заправленной рабочей частью, сломанными либо плохо насаженными ручками.

Запрещается проводить операции технического обслуживания машин при работающем двигателе, кроме случаев регулировки двигателя и проверки гидроусилителей рулевого управления и тормозов.

При работе с ремонтным технологическим оборудованием необходимо соблюдать правила работы с ним.

*При работе с ядовитыми и сильнодействующими жидкостями необходимо соблюдать особые меры безопасности.*

Например, антифриз и тосол являются ядовитыми жидкостями. При попадании внутрь организма они вызывают отравление. На всей таре, в которой хранится и перевозится антифриз, наносится краской надпись «Яд». Антифриз из раздаточной колонки подается сразу в систему охлаждения двигателя. Переливать антифриз с помощью шланга путем засасывания ртом категорически запрещается. При попадании в рот или глаза немедленно промыть их большим количеством воды. После работы необходимо тщательно вымыть руки. Необходимо соблюдать также осторожность при работе с маслами и тормозной жидкостью.

Эксплуатация, заряд и ремонт аккумуляторных батарей должны производиться в специальном помещении, оборудованном приточно-вытяжной вентиляцией. В помещении, где заряжают аккумуляторные батареи, запрещается пользоваться открытым огнем, выполнять работы, вызывающие появление электрической искры, курить.

Для изготовления электролита серную кислоту необходимо вливать тонкой струей в воду. Нельзя лить воду в кислоту, так как при этом происходит бурная реакция с разбрызгиванием кислоты. В случае попадания электролита на кожу его следует быстро нейтрализовать 10%-ным раствором питьевой соды или смыть струей воды.

### **8.3. Правила пожарной безопасности**

При эксплуатации трактора или автомобиля необходимо соблюдать правила противопожарной безопасности, установленные ГОСТ 12.1.004—91 «ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования».

Основными источниками пожаров в машине является: двигатель, выхлопной коллектор, трубопроводы системы питания, топливный бак, предпусковой подогреватель, электропроводка и аккумулятор.

Машина должна быть снабжена огнетушителем, который должен находиться в кабине. Работа без огнетушителя категорически запрещается.

Выхлопная труба двигателя машины должна иметь эффективный искрогаситель. Запрещается работать на машинах с подтеканием топлива из топливного бака и топливопроводов, а масла — из маслопроводов гидравлической системы.

Электропроводка должна быть тщательно и надежно закреплена, места соединения проводов должны иметь надежный контакт, исключающий самопроизвольное их разъединение или замыка-

ние. Электропроводка также должна быть хорошо защищена от возможных механических повреждений, воздействия источников тепловой энергии, попадания на нее горюче-смазочных материалов и аккумуляторного электролита. Включение питания системы электрооборудования проводится выключателем «массы». Все элементы электрооборудования должны соответствовать ГОСТ 12.2.007.0—75 «ССБТ. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности».

Не допускается хранение в кабине трактора или автомобиля или в непосредственной близости от его стоянки замасленной ветоши и других обтирочных материалов. Тракторист или водитель должен работать в чистой незамасленной горюче-смазочными материалами одежде.

Заправлять машины топливом или маслом можно только при выключенном двигателе в специально оборудованных местах. Стояночная площадка для автотракторной техники должна быть ровная, сухая, с твердым покрытием. На ней должны быть оборудованы специальные щиты с противопожарными принадлежностями и ящиками с песком. Противопожарный инвентарь должен крепиться на щите так, чтобы можно было легко и быстро снять его в случае пожара.

В рабочее время трактористу (водителю) необходимо выполнять определенный перечень работ: при ежедневном техническом осмотре проверять соединения трубопроводов на наличие течи масла или топлива и состояние проводки электросети; не допускать замасливание мест соединения проводки; периодически проводить чистку подкапотного пространства; не курить рядом с машиной при заправке, проверке, регулировании; следить за исправностью предпускового подогревателя.

Тракторист (водитель) обязан содержать в исправном состоянии инструмент и огнетушитель на случай аварии и возгорания, он должен быть обучен правилам пользования огнетушителем, так как при пожаре любое промедление может привести к распространению огня из очага возгорания по всей машине.

Обнаружив загорание, необходимо немедленно остановить машину, заглушить двигатель, и сразу приступить к тушению пожара, для чего снять огнетушитель, привести его в действие, направляя струю к основанию пламени в очаге загорания. После прекращения работы огнетушителя для борьбы с огнем следует использовать любые приемы и подручные средства: сбивать пламя куском плотной ткани или ветками, забрасывать его землей, песком и др. Не рекомендуется пытаться заливать огонь водой из ведра, так как при этом вода может разнести из очага пожара горящие топливо и масло.

При тушении пожара на автотракторной технике водой, эффективным может быть действие лишь большой массы воды, ког-

да она подается под напором из пожарной помпы или пожарной машины. После того как пожар потушен, машину нужно не менее 2 ч держать под наблюдением во избежание повторного загорания из возможного незатушенного до конца очага горения.

### **Контрольные вопросы**

1. Какое нормативно-правовое обеспечение безопасности труда существует?
2. Каковы основные требования безопасности труда, предъявляемые к автотракторной технике?
3. Каковы обязанности тракториста (водителя) по соблюдению безопасности труда?
4. Каковы приемы безопасного управления автомобилями при торможении?
5. Каковы приемы безопасного управления автомобилями в горной местности?
6. Каковы приемы безопасного управления автомобилями при движении по скользким дорогам?
7. Какие приемы управления автомобилями при буксовании колес?
8. Какие меры безопасности рекомендуются при буксировке неисправного автомобиля?
9. Какие меры безопасности рекомендуются при погрузочно-разгрузочных работах?
10. Какие меры безопасности рекомендуются при работе технологического оборудования?
11. Какие меры безопасности необходимо соблюдать при техническом обслуживании или ремонте?
12. Какие меры безопасности необходимо соблюдать при работе с ядовитыми и сильно действующими жидкостями?
13. Какие основные требования противопожарной безопасности предъявляются к автотракторной технике?
14. Какие обязанности тракториста (водителя) связаны с соблюдением противопожарной безопасности во время работы?
15. Какие правила тушения пожара используются на автотракторной технике?

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1

#### Ассортимент и качество автомобильных бензинов

Основную массу автомобильных бензинов в России вырабатывают по ГОСТ 2084—77 и ГОСТ Р 51105—97 и ТУ 38.001165—97. В зависимости от октанового числа в ГОСТ 2084—77 предусмотрены пять марок автомобильных бензинов: А-72, А-76, АИ-91, АИ-93 и АИ-95 (табл. П.1.1). Для первых двух марок цифры указывают октановые числа, определяемые по моторному методу, для последних — по исследовательскому.

Показатели качества бензинов, вырабатываемых по ГОСТ 2084—77, существенно отличаются от принятых международных норм, особенно в части экологических требований. В соответствии с ГОСТ Р 51105—97, введенным в 1999 г., вырабатываться могут только неэтилированные бензины (максимальное содержание свинца не более 0,01 г/дм<sup>3</sup>). Материалы ГОСТ Р 51105—97 наряду с отечественными стандартами на методы испытаний включают в себя стандарты ISO, EN, ASTM.

Для бензинов, вырабатываемых по ГОСТ Р 51105—97, в зависимости от октанового числа, определенного по исследовательскому методу, установлены четыре марки: Нормаль-80, Регулар-91, Премиум-95, Супер-98 (табл. П.1.2). Автомобильные бензины Премиум-95 и Супер-98 полностью соответствуют требованиям европейских стандартов и предназначены в основном для ввозимых в Россию зарубежных автомобилей.

Из ассортимента производимых бензинов наибольшая потребность существует в автомобильном бензине А-92, вырабатываемом по ТУ 38.001165—97. В данном стандарте предусмотрены также нормы качества бензинов А-80 и А-96 с октановыми числами по исследовательскому методу соответственно 80 и 96.

Таблица П.1.1

Нормы и требования к качеству автомобильных бензинов по ГОСТ 2084—77

Показатели качества	Значение показателей для бензинов марок					
	А-72	А-76		АИ-91	АИ-93	АИ-95
		неэтилированный	этилированный			
Детонационная стойкость — октановое число, определенное: моторным методом (ГОСТ 511—82), не менее	72	76	76	82,5	85	85

Показатели качества	Значение показателей для бензинов марок					
	А-72	А-76		АИ-91	АИ-93	АИ-95
		неэти- лиро- ванный	этили- рован- ный			
исследовательским методом (ГОСТ 8226—82), не менее	Не нормируется			91	93	95
Содержание свинца, г/дм <sup>3</sup> , не менее	0,013	0,013	0,17	0,013	0,013	0,013
Фракционный состав: температура начала перегонки бензина, °С, не ниже:	летнего	35	35	35	35	30
	зимнего	Не нормируется				
10 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:	летнего	70	70	70	70	75
	зимнего	55	55	55	55	55
50 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:	летнего	115	115	115	115	120
	зимнего	100	100	100	100	105
90 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше:	летнего	180	180	180	180	180
	зимнего	160	160	160	160	160
Конец кипения бензина, °С, не выше:	летнего	195	195	195	205	205
	зимнего	185	185	185	195	195
Остаток в колбе, %, не более	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Остаток и потери, %, не более	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0

Показатели качества	Значение показателей для бензинов марок					
	А-72	А-76		АИ-91	АИ-93	АИ-95
		неэтилированный	этилированный			
Давление насыщенных паров бензина, кПа: летнего, не более	66,7	66,7	66,7	66,7	66,7	66,7
зимнего	66,7... 93,3	66,7... 93,3	66,7... 93,3	66,7... 93,3	66,7... 93,3	66,7... 93,3
Кислотность, мг КОН/100 см <sup>3</sup> , не более	3,0	1,0	3,0	3,0	0,8	2,0
Содержание фактических смол, мг/100 см <sup>3</sup> , не более:						
на месте производства	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
на месте потребления	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Индукционный период на месте производства бензина, мин, не менее	600	1 200	900	900	1 200	900
Массовая доля серы, %, не более	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
Цвет*	—	—	Желтый	—	—	—

\* Знак «—» — чистый, прозрачный бензин.

Таблица П.1.2

**Нормы и требования к качеству автомобильных бензинов по ГОСТ Р 51105—97**

Показатели качества	Значение показателей для бензинов марок			
	Нормаль-80	Регулар-91	Премиум-95	Супер-98
Октановое число, определенное методами:				
моторным, не менее	76,0	82,5	85,0	88,0
исследовательским, не менее	80,0	91,0	95,0	98,0

Показатели качества	Значение показателей для бензинов марок			
	Нормаль-80	Регулар-91	Премиум-95	Супер-98
Содержание свинца, г/дм <sup>3</sup> , не более	0,010			
Содержание марганца, мг/дм <sup>3</sup> , не более	50	18	—	—
Содержание фактических смол, мг /100 см <sup>3</sup> , не более	5			
Индукционный период бензина, мин, не менее	360			
Массовая доля серы, %, не более	0,05			
Объемная доля бензола, %, не более	5			
Испытание на медной пластине	Выдерживает, класс I			
Внешний вид	Чистый, прозрачный			
Плотность при 15 °С, кг/м <sup>3</sup>	700...750	725...780	725...780	725...780

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

**Ассортимент и качество дизельных топлив**

Нефтеперерабатывающей промышленностью вырабатывается дизельное топливо по ГОСТ 305—82 трех марок (табл. П.2.1): Л — летнее, применяемое при температурах окружающего воздуха выше 0 °С; З — зимнее, применяемое при температурах до -20 °С, или зимнее, применяемое при температурах до -30 °С; А — арктическое, температура применения которого до -50 °С. Содержание серы в дизельном топливе марок Л и З не превышает 0,2 % для топлива вида I и 0,5 для топлива вида II, (0,4 % для арктического дизельного топлива).

В соответствии с ГОСТ 305—82 летнее дизельное топливо принято условно обозначать с учетом содержания серы и температуры вспышки (Л-0,2-40), а зимнее — с учетом содержания серы и температуры застывания (З-0,2-минус 35). Для условного обозначения арктического дизельного топлива используют только содержание серы: А-0,2.

Экологически чистое дизельное топливо выпускают по ТУ 38.1011348—89. Данными техническими условиями предусмотрен выпуск двух марок

летнего (ДЛЭЧ-В и ДЛЭЧ) и одной марки зимнего (ДЗЭЧ) дизельного топлива с содержанием серы до 0,05 (вид I) и до 0,1 % (вид II).

Городское дизельное топливо по ТУ 38.401-58-170—96 предназначено для использования в Москве. Основное отличие данного городского дизельного топлива от экологически чистого — использование присадок (летом антидымной, зимой антидымной и депрессорной), благодаря которым удалось снизить дымность и токсичность отработавших газов дизелей на 30... 50 %. Депрессорные присадки (улучшают низкотемпературные свойства топлива) — это, в основном, сополимеры этилена с винилацетатом зарубежного производства.

Таблица П.2.1

**Нормы и требования к качеству дизельного топлива  
по ГОСТ 305—82**

Показатели качества	Значение показателей для дизельного топлива марок		
	Л	З	А
Цетановое число, не менее	45	45	45
Фракционный состав: 50 % топлива перегоняется при температуре, °С, не выше 90 % топлива перегоняется при температуре (конец перегонки), °С, не выше	280	280	255
	360	340	330
Кинематическая вязкость* при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с	3,0... 6,0	1,8... 5,0	1,5... 4,0
Температура застывания, °С, не выше, для климатической зоны: умеренной холодной	-10 —	-35 -45	— -55
Температура помутнения, °С, не выше, для климатической зоны: умеренной холодной	-5 —	-25 -35	— —
Температура вспышки в закрытом тигле, °С, не ниже: для тепловозных и судовых дизелей и газовых турбин для дизелей общего назначения	62 40	40 35	35 30

Показатели качества	Значение показателей для дизельного топлива марок		
	Л	З	А
Массовая доля серы, %, не более, в дизельном топливе**:			
вида I	0,2	0,2	0,2
вида II	0,5	0,5	0,4
Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,01	0,01
Содержание фактических смол, мг/100 см <sup>3</sup> топлива, не более	40	30	30
Кислотность, мг КОН/100 см <sup>3</sup> топлива, не более	5	5	5
Йодное число, г I <sub>2</sub> /100 г топлива, не более	6	6	6
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01
Коксуемость 10 %-ного остатка, %, не более	0,20	0,30	0,30
Коэффициент фильтруемости, не более	3	3	3
Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup> , не более	860	840	830

\* 1 мм<sup>2</sup>/с = 1сСт (сантистокс).

\*\* По содержанию серы вырабатывают дизельное топливо двух видов (I и II).

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

#### Классификация моторных масел

Масла, применяемые для смазывания поршневых двигателей внутреннего сгорания, называют моторными. В зависимости от назначения их подразделяют на масла для дизелей, для бензиновых двигателей и универсальные моторные масла, предназначенные для двигателей обоих типов. Все современные моторные масла состоят из базовых масел и улучшающих их присадок. По температурным пределам работоспособности моторные масла подразделяют на летние, зимние и всесезонные. По ГОСТ 17479.1—85 регулируется кинематическая вязкость моторных масел. Различают моторные масла следующих классов вязкости (табл. П.3.1):

- зимние моторные масла — 3<sub>з</sub>; 4<sub>з</sub>; 5<sub>з</sub>; 6<sub>з</sub>; 6 (буква «з» в индексе указывает на то, что масло загущено присадками);
- летние моторные масла — 8; 10; 12; 14; 16; 20; 24;
- всесезонные моторные масла — 3<sub>з</sub>/8; 4<sub>з</sub>/6; 4<sub>з</sub>/8; 4<sub>з</sub>/10; 5<sub>з</sub>/10; 5<sub>з</sub>/12; 5<sub>з</sub>/14; 6<sub>з</sub>/10; 6<sub>з</sub>/14; 6<sub>з</sub>/16 (цифра в числителе — характеристика для зимнего моторного масла, а в знаменателе — для летнего).

Моторные масла по эксплуатационным свойствам согласно ГОСТ 17479.1—85 подразделены на группы от А до Е (свойства масел от группы А к группе Е улучшаются) с индексами: 1 — для бензиновых двигателей, 2 — для дизелей (табл. П.3.2). Указание группы моторных масел без индекса означает универсальное масло, пригодное для использования в двигателях обоих типов. Если в марке моторного масла указаны две буквы с индексами, то численный индекс первой указывает на тип двигателя, в котором предпочтительнее использовать данное универсальное масло.

В соответствии с ГОСТ 17479.1—85 стандартная марка масла включает в себя следующие знаки: букву М (моторное), далее, после дефиса, цифру или дробь, указывающую класс вязкости (или классы вязкости для всесезонных масел), и после дефиса — одну или две буквы от А до Е (обозначение уровня эксплуатационных свойств и области применения данного масла). Универсальные масла обозначают буквой без индекса или двумя разными буквами с разными индексами (индекс 1 — масла для бензиновых двигателей, индекс 2 — дизельные масла), например моторное масло М-6<sub>з</sub>/12-Е<sub>1</sub>Д<sub>2</sub>.

Ведущие российские производители моторных масел маркируют свою продукцию как по ГОСТ 17479.1—85, так и по международным стандартам SAE J300 и API, что облегчает возможность оценки уровня их качества в сравнении с зарубежными аналогами. Примерное соответствие классов вязкости и групп моторных масел по назначению и эксплуатационным свойствам, изложенным в ГОСТ 17479.1—85, классам вязкости по стандарту SAE J300 и классификации API по условиям и областям применения моторных масел указано в табл. П.3.1 и П.3.3). Следует отметить только ориентировочное соответствие приведенных моторных масел.

Согласно классификации SAE J300 Американского общества автомобильных инженеров, получившей распространение в международном масштабе, моторные масла подразделяются на шесть зимних (0W, 5W, 10W, 15W, 20W и 25W), пять летних (20, 30, 40, 50 и 60) классов и более девяти классов всесезонных масел (5W-20, 10W-20, 20W-40 и др.).

В классификации API Американского института нефти моторные масла подразделены на две категории: S (Service) — масла для бензиновых двигателей и C (Commercial) — масла для дизелей. Универсальные моторные масла обозначают классами обеих категорий. Классы в категориях обозначаются буквами латинского алфавита, указанными после буквы, обозначающей категорию. Например, моторные масла SF, SY, CC, CD или универсальные моторные масла SF/CC, CG/CD, CF-4/SH. В настоящее время применяют 11 классов моторных масел категории S (SA, SB, SC, SD, SE, SF, SG, SY, SJ, SL, SM) и 13 классов категории C (CA, CB, CC, CD, CE, CF, CF-2, CF-4, CG-4, CH-4, CI-4, CI-4 Plus).

Классы моторных масел SH, SJ, SL, SM, CG-4, CH-4, CI-4, CI-4 Plus и не имеют аналогов в отечественной классификации.

Таблица П.3.1

**Классы вязкости моторных масел по ГОСТ 17479.1—85**

Класс вязкости	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с, при температуре			Соответствие с классами вязкости по SAE J300
	+ 100 °С		-18 °С	
	не менее	не более	не более	
3 <sub>3</sub>	3,8	—	1 250	5W
4 <sub>3</sub>	4,1	—	2 600	10W
5 <sub>3</sub>	5,6	—	6 000	15W
6 <sub>3</sub>	5,6	—	10 400	20W
6	5,6	7,0	—	20
8	7,0	9,3	—	20
10	9,3	11,5	—	30
12	11,5	12,5	—	30
14	12,5	14,5	—	40
16	14,5	16,3	—	40
20	16,3	21,9	—	—
24	21,9	26,1	—	—
3 <sub>3</sub> /8	7,0	9,3	1 250	5W-20
4 <sub>3</sub> /6	5,6	7,0	2 600	10W-20
4 <sub>3</sub> /8	7,0	9,3	2 600	10W-20
4 <sub>3</sub> /10	9,3	11,5	2 600	10W-30
5 <sub>3</sub> /10	9,3	11,5	6 000	15W-30
5 <sub>3</sub> /12	11,5	12,5	6 000	15W-30
5 <sub>3</sub> /14	12,5	14,5	6 000	—
6 <sub>3</sub> /10	9,3	11,5	10 400	20W-30
6 <sub>3</sub> /14	12,5	14,5	10 400	20W-40
6 <sub>3</sub> /16	14,5	16,3	10 400	20W-40

Таблица П.3.2

**Группы моторных масел по эксплуатационным свойствам в соответствии с ГОСТ 17479.1—85**

Группа масел		Рекомендуемая область применения
А		Нефорсированные бензиновые двигатели и дизели
Б	Б <sub>1</sub>	Малофорсированные бензиновые двигатели, работающие в условиях, способствующих образованию высокотемпературных отложений и коррозии подшипников

Группа масел		Рекомендуемая область применения
	Б <sub>2</sub>	Малофорсированные дизели
В	В <sub>1</sub>	Среднефорсированные бензиновые двигатели, работающие в условиях, способствующих окислению масла и образованию всех видов отложений
	В <sub>2</sub>	Среднефорсированные дизели, для работы которых необходимо соблюдение повышенных требований к антикоррозионным и противоизносным свойствам масел, а также склонности к образованию высокотемпературных отложений
Г	Г <sub>1</sub>	Высокофорсированные бензиновые двигатели, работающие в тяжелых условиях, способствующих окислению масла и образованию всех видов отложений, коррозии, в том числе ржавлению
	Г <sub>2</sub>	Высокофорсированные дизели без наддува или с умеренным наддувом, работающие в условиях, способствующих образованию высокотемпературных отложений
Д	Д <sub>1</sub>	Высокофорсированные бензиновые двигатели, работающие в эксплуатационных условиях, более тяжелых, чем для масел группы Г <sub>1</sub>
	Д <sub>2</sub>	Высокофорсированные дизели с наддувом, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях или когда для применяемого топлива требуется использовать масла с высокой нейтрализующей способностью, антикоррозионными и противоизносными свойствами, малой склонностью к образованию всех видов отложений
Е	Е <sub>1</sub>	Высокофорсированные бензиновые двигатели и дизели, работающие в эксплуатационных условиях, более тяжелых, чем для масел групп Д <sub>1</sub> и Д <sub>2</sub>
	Е <sub>2</sub>	Двигатели (данные моторные масла с повышенной диспергирующей способностью и лучшими противоизносными свойствами)

Таблица П.3.3

**Ориентировочное соответствие групп моторных масел  
по эксплуатационным свойствам по ГОСТ 17479.1—85  
и классификации API**

Группа моторного масла		Группа моторного масла	
по ГОСТ 17479.1—85	по API	по ГОСТ 17479.1—85	по API
А	SB	Г <sub>1</sub>	SE

Группа моторного масла		Группа моторного масла	
по ГОСТ 17479.1—85	по API	по ГОСТ 17479.1—85	по API
Б	SC/CA	Г <sub>2</sub>	CC
Б <sub>1</sub>	SC	Д	CD/SF
Б <sub>2</sub>	CA	Д <sub>1</sub>	SF
В	SD/CB	Д <sub>2</sub>	CD
В <sub>1</sub>	SD	Е	CF-4/SG
В <sub>2</sub>	CB	Е <sub>1</sub>	SG
Г	SE/CC	Е <sub>2</sub>	CF-4

## ПРИЛОЖЕНИЕ 4

**Классификация трансмиссионных масел**

По классификации ГОСТ 17479.2—85 трансмиссионные масла маркируют по классу вязкости (табл. П.4.1) и уровню напряженности работы трансмиссии (табл. П.4.2). В маркировке трансмиссионного масла, включающей в себя буквы ТМ (трансмиссионное масло), первое число после дефиса — группа масла по эксплуатационным свойствам, второе число после дефиса — класс вязкости масла. Например, трансмиссионное масло ТМ-5-18.

До введения ГОСТ 17479.2—85 на классификацию и систему обозначений трансмиссионных масел использовалась их маркировка, регламентируемая нормативно-технической документацией, которая до сих пор встречается в технической литературе (табл. П.4.3).

О взаимозаменяемости отечественных и зарубежных трансмиссионных масел можно судить по данным табл. П.4.4. Указано ориентировочное соответствие классов вязкости и эксплуатационных групп трансмиссионных масел по ГОСТ 17479.2—85 классам вязкости по стандарту SAE J306C и группам по классификации API.

Таблица П.4.1

**Классы вязкости трансмиссионных масел по ГОСТ 17479.2—85**

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с	Температура, при которой динамическая вязкость не превышает 150 Па·с, °С, не выше
9	6,00... 10,99	-35
12	11,00... 13,99	-26

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с	Температура, при которой динамическая вязкость не превышает 150 Па·с, °С, не выше
18	14,00...24,99	-18
34	25,00...41,00	—

Таблица П.4.2

**Группы трансмиссионных масел по эксплуатационным свойствам по ГОСТ 17479.2—85**

Группа масел по эксплуатационным свойствам	Состав масел	Рекомендуемая область применения
1	Минеральные масла без присадок	Цилиндрические, конические и червячные передачи, работающие при контактных напряжениях от 900 до 1 600 МПа и температуре масла в объеме до 90 °С
2	Минеральные масла с противоизносными присадками	То же, при контактных напряжениях до 2 100 МПа и температуре масла в объеме до 130 °С
3	Минеральные масла с противозадирными присадками умеренной эффективности	Цилиндрические, конические, спирально-конические и гипоидные передачи, работающие при контактных напряжениях до 2 500 МПа и температуре масла в объеме до 150 °С
4	Минеральные масла с противозадирными присадками высокой эффективности	Цилиндрические, спирально-конические и гипоидные передачи, работающие при контактных напряжениях до 3 000 МПа и температуре масла в объеме до 150 °С
5	Минеральные масла с противозадирными присадками высокой эффективности и многофункционального действия, а также универсальные масла	Гипоидные передачи, работающие с ударными нагрузками при контактных напряжениях выше 3 000 МПа и температуре масла в объеме до 150 °С

Таблица П.4.3

**Соответствие обозначений трансмиссионных масел  
по ГОСТ 17479.2—85 принятым в нормативно-технической  
документации**

Обозначение масла по ГОСТ 17479.2—85	Принятое обозначение трансмиссионного масла	Нормативно-техническая документация
ТМ-1-18	ТС-14,5	ТУ 38.101110—81
ТМ-1-18	АК-15	ТУ 38.001280—76
ТМ-2-9	ТСп-10ЭФО	ТУ 38.101701—77
ТМ-2-18	ТЭп-15	ГОСТ 23652—79
ТМ-2-34	ТС	ТУ 38.1011332—90
ТМ-3-9	ТСзп-8	ТУ 38.1011280—89
	ТСп-10	ТУ 38.401809—90
ТМ-3-18	ТСп-15к, ТАп-15В	ГОСТ 23652—79
ТМ-5-9	ТСз-9гип	ТУ 38.1011238—89
ТМ-5-18	ТСп-14гип, ТАД-17и	ГОСТ 23652—79
ТМ-5-34	ТСгип	ОСТ 38.01260—82
ТМ-5-12з(рк)	ТМ5-12рк	ТУ 38.101844—80

Таблица П.4.4

**Ориентированное соответствие классов вязкости и групп  
трансмиссионных масел по ГОСТ 17479.2—85  
и по классификациям SAE J306С и API**

Класс вязкости по ГОСТ 17479.2—85	Класс вязкости по SAE J306С	Группа по ГОСТ 17479.2—85	Группа по API
9	75W	ТМ-1	GL-1
12	80W/85W	ТМ-2	GL-2
18	90	ТМ-3	GL-3
34	140	ТМ-4	GL-4
—	—	ТМ-5	GL-5

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Барский И. Б.* Конструирование и расчет тракторов : учебник / И. Б. Барский. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1980. — 335 с.
2. *Вишняков Н. Н.* Автомобиль : Основы конструкции / Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов. — М. : Машиностроение, 1986. — 376 с.
3. *Котиков В. М.* Лесозаготовительные и трелевочные машины : учебник / В. М. Котиков, Н. С. Еремеев, А. В. Ерхов. — М. : Издательский центр «Академия», 2004. — 336 с.
4. Лесные машины : учебник / [Г. Н. Анисимов, С. Г. Жендаев, А. В. Жуков и др.]. — М. : Лесная промышленность, 1989. — 512 с.
5. Автомобили КамАЗ-5320, КамАЗ-4310, «Урал-4320» : учеб. пособие / [В. И. Медведков, С. Т. Билык, Г. А. Гришин и др.]. — М. : Изд-во ДОСААФ, 1987. — 372 с.
6. *Мельников Д. М.* Тракторы / Д. М. Мельников. — М. : Колос, 1982. — 336 с.
7. Основы конструкции автомобиля : учеб. пособие / [А. М. Иванов, А. Н. Солнцев, А. В. Ерхов и др.]. — М. : За рулем, 2005. — 336 с.
8. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / [А. В. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 272 с.
9. *Родичев В. А.* Тракторы : учебник / В. А. Родичев. — М. : Издательский центр «Академия», 2005. — 256 с.
10. *Родичев В. А.* Грузовые автомобили : учеб. пособие / В. А. Родичев. — М. : Издательский центр «Академия», 2005. — 240 с.
11. *Семенов В. М.* Работа на тракторе / В. М. Семенов. — М. : Колос, 1982. — 271 с.
12. *Синельников А. Ф.* Автомобильные масла : краткий справочник / А. Ф. Синельников, В. И. Балабанов. — М. : За рулем, 2005. — 176 с.
13. *Туревский И. С.* Теория двигателя : учеб. пособие / И. С. Туревский. — М. : Высш. шк., 2005. — 238 с.
14. *Туревский И. С.* Теория автомобиля : учеб. пособие / И. С. Туревский. — М. : Высш. шк., 2005. — 240 с.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие .....	3
<b>Глава 1. Общие сведения о тракторах и автомобилях .....</b>	<b>5</b>
1.1. Назначение, эксплуатационные требования и общее устройство тракторов .....	5
1.2. Классификация тракторов и их типаж .....	8
1.3. Назначение, эксплуатационные требования и общее устройство автомобилей .....	11
1.4. Классификация и типаж автомобилей .....	15
<b>Глава 2. Двигатели внутреннего сгорания .....</b>	<b>18</b>
2.1. Основы теории двигателей внутреннего сгорания .....	18
2.1.1. Принцип работы и классификация двигателей .....	18
2.1.2. Моторные топлива для двигателей внутреннего сгорания .....	27
2.1.3. Рабочая смесь, реакции горения и продукты сгорания .....	29
2.2. Рабочие процессы и показатели работы двигателей внутреннего сгорания .....	33
2.2.1. Процесс впуска .....	33
2.2.2. Процесс сжатия .....	35
2.2.3. Процесс сгорания .....	37
2.2.4. Процесс расширения .....	42
2.2.5. Процесс выпуска .....	43
2.2.6. Индикаторные показатели рабочего цикла .....	44
2.2.7. Показатели эффективной работы и основные размеры двигателей .....	48
2.2.8. Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания .....	53
2.3. Характеристики двигателей .....	54
2.3.1. Основные сведения .....	54
2.3.2. Скоростные характеристики .....	55
2.3.3. Регулировочные характеристики .....	58
2.3.4. Нагрузочные характеристики .....	60
2.3.5. Регуляторные характеристики .....	61
2.4. Экологические показатели двигателей .....	62
2.5. Кривошипно-шатунный механизм .....	66
2.5.1. Назначение механизма, блок-картер, головка цилиндров .....	66
2.5.2. Шатунно-поршневая группа .....	70

2.5.3. Коленчатый вал и маховик .....	77
2.6. Газораспределительный механизм .....	80
2.6.1. Назначение и устройство механизма клапанного газораспределения .....	80
2.6.2. Фазы газораспределения .....	90
2.6.3. Перспективы совершенствования газораспределительного механизма .....	92
2.7. Система питания бензиновых двигателей .....	94
2.7.1. Назначение системы, система питания двигателей с карбюратором .....	94
2.7.2. Система питания двигателя с впрыском бензина и электронным управлением топливоподачи .....	106
2.8. Система питания дизелей .....	111
2.8.1. Назначение, схемы подачи топлива и способы приготовления горючей смеси .....	111
2.8.2. Топливные насосы высокого давления и форсунки .....	118
2.8.3. Элементы системы питания .....	126
2.8.4. Регулирование топливоподачи в дизелях .....	132
2.8.5. Электронизация топливоподачи в дизелях .....	134
2.9. Смазочная система .....	135
2.9.1. Назначение системы, виды трения и способы смазывания двигателей .....	135
2.9.2. Устройство смазочной системы .....	138
2.10. Система охлаждения .....	145
2.10.1. Общие положения и назначение системы охлаждения .....	145
2.10.2. Система жидкостного охлаждения .....	146
2.10.3. Воздушное охлаждение .....	154
2.11. Система зажигания .....	156
2.11.1. Назначение системы, батарейная система зажигания .....	156
2.11.2. Приборы батарейной системы зажигания .....	162
2.11.3. Микропроцессорная система управления зажиганием .....	167
2.11.4. Система зажигания от магнето .....	169
2.12. Автотракторное электрооборудование .....	170
2.12.1. Источники электрического тока .....	170
2.12.2. Потребители электрической энергии, стартеры .....	177
2.13. Способы пуска двигателей .....	181
2.13.1. Назначение системы пуска, устройства для пуска двигателя .....	181
2.13.2. Устройства и средства для облегчения пуска двигателей .....	183
2.14. Наддув двигателей .....	189
2.14.1. Назначение наддува, схемы привода нагнетателя .....	189
2.14.2. Способы улучшения параметров наддува .....	192
<b>Глава 3. Основные положения теории движения машин .....</b>	<b>195</b>
3.1. Качение колеса .....	195
3.2. Качение гусеницы .....	200
3.3. Тяговый и мощный баланс тракторов и автомобилей .....	205
3.4. Тяговые и динамические расчеты тракторов и автомобилей .....	215
3.5. Экономичность работы машины .....	221

<b>Глава 4. Трансмиссии автомобилей и тракторов</b> .....	225
4.1. Общие сведения .....	225
4.2. Сцепления .....	229
4.3. Коробки передач .....	235
4.4. Гидромеханические коробки передач .....	249
4.5. Гидрообъемные трансмиссии .....	258
4.6. Раздаточные коробки .....	264
4.7. Карданные передачи и шарниры равных угловых скоростей .....	270
4.8. Ведущие мосты автомобилей .....	276
4.9. Ведущие мосты колесных тракторов .....	289
4.10. Ведущие мосты и механизмы поворота гусеничных машин .....	292
4.11. Конечные и колесные передачи .....	299
<b>Глава 5. Ходовая часть</b> .....	304
5.1. Общие сведения .....	304
5.2. Рама автомобиля и трактора .....	305
5.3. Подвеска автомобиля и трактора .....	307
5.4. Колесный движитель .....	319
5.5. Гусеничный движитель .....	326
<b>Глава 6. Системы управления автомобилем и колесным трактором</b> .....	337
6.1. Рулевое управление .....	337
6.2. Усилители рулевого управления .....	343
6.3. Тормозные системы .....	349
6.4. Управление тормозами .....	360
<b>Глава 7. Рабочее и вспомогательное оборудование тракторов и автомобилей</b> .....	374
7.1. Общие сведения об оборудовании тракторов .....	374
7.2. Навесные системы тракторов .....	375
7.3. Механические и гидравлические системы отбора мощности .....	379
7.4. Дополнительное оборудование автомобилей .....	384
<b>Глава 8. Безопасность жизнедеятельности при работе на тракторах и автомобилях</b> .....	391
8.1. Общие положения .....	391
8.2. Факторы, влияющие на безопасность работы на тракторах и автомобилях .....	394
8.3. Правила пожарной безопасности .....	398
Приложения .....	401
Список литературы .....	413