КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

ШАССИ

УЧЕБНИК ДЛЯ ВУЗОВ

под редакцией
д.т.н., профессора
А.Л.КАРУНИНА

Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин,
П. А. Мерзликин, А. Г. Пешкилев, В. В. Селифонов,
В. В. Серебряков, И. С. Степанов

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Шасси

Под общей редакцией академика Российской Академии транспорта, д. т. н., профессора *А. Л. Карунина*

Рекомендовано Министерством образования Российской Федерации в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение»

Москва • 2000

УДК 378:629.3
ББК 39.33—04Я73
К65

Рецензенты:
кафедра «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана;
профессор В. О. Шмидт

Авторы будут благодарны за замечания и пожелания читателей, которые просят направлять по адресу:
105839, Москва, Б. Семеновская, 38, МГТУ «МАМИ». В. В. Серебрякову.

Конструкция автомобиля. Шасси / Под общ. ред. А. Л. Карунина — М.: МАМИ, 2000. — 528 с.
К65

В настоящем издании описаны назначение, классификация, принципы действия, конструкции механизмов и систем шасси автомобиля.

УДК 378:629.3
ББК 39.33—04Я73

© МГТУ «МАМИ», 2000
© Коллектив авторов, 2000

ВВЕДЕНИЕ

Автомобилем называют автономное (не требующее непрерывного внешнего питания энергией) безрельсовое наземное транспортное средство, приводимое в движение собственным двигателем и имеющее, как правило, колесный движитель.

Автомобили, а также предназначенные для буксирования ими прицепы и полуприцепы объединены понятием «автомобильное транспортное средство» (автотранспортное средство). Автомобиль-тягач вместе с соединенным с ним прицепом (полуприцепом) образует автомобильный поезд (автопоезд).

Как в любой отрасли техники, в автомобилестроении используется множество специальных терминов, обозначающих различные устройства, процессы и явления. Те из них, которые необходимы для понимания конструкции автомобилей, определяются в данной книге.

При описании конструкции автомобиля широко используются такие понятия, как «деталь», «узел», «агрегат», «система». При этом под деталью понимается элемент конструкции, изготовленный без применения сборочных операций. Узлом называют конструкцию, состоящую из нескольких более простых элементов (деталей). Агрегатом называют унифицированный узел конструкции, все детали которого объединены общим базовым элементом (например, балкой или картером) и который при демонтаже сохраняет свою целостность. Системой называют совокупность элементов конструкции, объединенных общим функциональным назначением (например, тормозная система).

Совокупность узлов и агрегатов автомобиля, включающая в себя трансмиссию, несущую систему, мосты, подвеску автомобиля, рулевое управление, тормозное управление и колеса, носит общее название «шасси автомобиля». Шасси, двигатель и кузов определяют конструкцию автомобиля в целом.

Для преобразования вырабатываемой двигателем механической энергии в работу по перемещению автомобильных транспортных средств на них обычно используются колесные *движители*. На рекордных гоночных автомобилях иногда применяют реактивные движители, однако в классическом понимании такой аппарат автомобилем не является. Те колеса автомобиля, которые выполняют функции движителя, называют ведущими, прочие – ведомыми.

Подвод крутящего момента от двигателя к движителю осуществляется посредством *трансмиссии*. Наиболее распространены меха-

ническая и гидромеханическая трансмиссии. Обязательным узлом первого варианта трансмиссии является *сцепление*, позволяющее кратковременно отключать работающий двигатель от остальных агрегатов трансмиссии и плавно соединять их в начале движения автомобиля и при переключении передач. В гидромеханической трансмиссии эти функции выполняет *гидромеханическая передача*. Этот же агрегат, как и *коробка передач* в механической трансмиссии, предназначен для увеличения крутящего момента при необходимости преодоления повышенных сопротивлений и его реверсирования с целью движения задним ходом. Гораздо реже используют механические вариаторы, позволяющие, в отличие от коробок передач, осуществлять бесступенчатое изменение передаточного числа трансмиссии. Обязательный для обоих типов трансмиссии согласующий редуктор, обеспечивающий наилучшую реализацию возможностей двигателя, называют *главной передачей*. В случае, если у автомобиля больше двух ведущих колес, для распределения крутящего момента между ними может применяться *раздаточная коробка*. Свобода относительного вращения валов трансмиссии при распределении крутящего момента чаще всего обеспечивается *дифференциалами*. Взаиморасположение узлов трансмиссии определяется компоновочной схемой автомобиля, в частности количеством ведущих колес и их расположением относительно двигателя. Передача крутящего момента между узлами, относительное положение которых может изменяться, осуществляется обычно посредством *карданных передач*.

На сверхтяжелых автомобилях (например, карьерных самосвалах) иногда используют электромеханические трансмиссии. В таких конструкциях перечисленные выше узлы отсутствуют, а передача энергии от двигателя осуществляется путем преобразования ее с помощью генератора из механической в электрическую и обратного преобразования посредством электродвигателей непосредственно у движителей.

Остов автомобиля, к которому крепятся узлы и агрегаты автомобиля, воспринимающий основные нагрузки (в частности, вес агрегатов автомобиля, пассажиров и груза, реакции со стороны дороги и др.) и обеспечивающий прочность и жесткость конструкции, называют *несущей системой*.

Колеса, имеющие общую или близкие оси вращения и расположенные по разные стороны от несущей системы, образуют *ось* автотранспортного средства.

Связь несущей системы автомобиля с колесами осуществляется посредством *мостов* и *подвески*.

Изменение и поддержание направления движения автомобиля обеспечивается с помощью *рулевого управления*, а его замедление и удержание в неподвижном состоянии — посредством *тормозного управления*.

Обычно на автомобилях устанавливают двигатели внутреннего сгорания. Вопросы, связанные с конструкцией и особенностями функционирования автомобильных двигателей, рассматриваются в книге **«КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Двигатель»** и в настоящей книге затрагиваются лишь в той степени, в которой они необходимы для понимания некоторых особенностей конструкции других узлов и агрегатов автомобиля. Принципы построения конструкций кузовов и кабин анализируются в книге **«КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Кузова и кабины»**, и упоминание о кузове касается лишь случая, когда он является несущей системой или ее частью. Конструкции электрических и электронных систем автомобилей рассматриваются в книге **«КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Электрооборудование. Системы диагностики»**.

Конструкции узлов, агрегатов и систем шасси автомобиля весьма разнообразны и определяются типом и назначением автомобиля, технологическими возможностями и стоимостными показателями, а также рядом других факторов. Анализу этих конструкций, их особенностей и причин, определяющих таковые, и посвящена в основном данная книга. Однако, поскольку правильное понимание этих вопросов возможно лишь при наличии определенных общих представлений об автомобиле, на первом этапе рассматриваются вопросы, касающиеся не только шасси, но и автомобилей в целом.

Основой представленного материала является курс лекций по конструкции автомобиля, читаемых авторами в Московском государственном техническом университете «МАМИ». Глава 1 написана совместно Н. Гусаковым и В. Серебряковым, глава 2 — совместно А. Каруниным и И. Зверевым, главы 3, 6, 7 и 14 – И. Зверевым, главы 5 и 9 – Н. Гусаковым, глава 4 – В. Селифоновым, глава 8 – В. Серебряковым, главы 10 и 11 – А. Пешкилевым, глава 12 – И. Степановым, глава 13 – П. Мерзликиным. Общее руководство и редактирование осуществлялось академиком Российской Академии транспорта А. Каруниным.

Изложение материала в данной книге предполагает, что читателем уже освоены основные общетехнические дисциплины, такие как «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Теория механизмов и машин», «Гидравлика».

Глава 1. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Все автомобили, несмотря на возможные их различия, могут быть описаны некоторым ограниченным набором качественных и количественных характеристик, использование которых позволяет составить общее представление о конструкции. К этим характеристикам относятся: назначение автомобиля, его инерционные и геометрические параметры, тип и параметры двигателя, принадлежность автомобиля к тому или иному классу, компоновочная схема.

1.1. Назначение автомобилей

В общем случае автомобиль предназначен для совершения транспортной работы. По своему назначению автомобили делятся на пассажирские, грузовые, гоночные и специальные. Смысл первых трех понятий содержится в буквальном значении терминов. Специальными называют автомобили, предназначенные для перевозки смонтированного на них технологического оборудования и выполнения специальных нетранспортных работ (на таких автомобилях устанавливают подъемные краны, пожарные лестницы, компрессорные и буровые установки, оборудование для уборки улиц и т.д.).

Пассажирские автомобили подразделяют на легковые и автобусы. Граница между этими типами автомобилей определяется их вместимостью. Если автомобиль предназначен для перевозки не более чем 9 пассажиров, включая водителя, его называют легковым, в противном случае он считается автобусом. Автобусы по назначению подразделяются на городские, междугородные и туристские. Городской автобус имеет места для сидения и места для стоящих пассажиров. Междугородный автобус может быть оборудован для перевозки стоящих пассажиров только в проходе. В туристском автобусе перевозка стоящих пассажиров не предусмотрена. В некоторых странах в качестве самостоятельного типа принято выделять автобус для перевозки детей, называемый школьным автобусом.

Грузовые автомобили имеют две разновидности: автомобили общего назначения и специализированные. Грузовые автомобили общего назначения в свою очередь подразделяются на бортовые автомобили и седельные тягачи. Бортовой автомобиль предназначен

для перевозки груза в собственном кузове, а седельный тягач – для буксировки полуприцепа. Полуприцепом называют несамоходное автомобильное транспортное средство, которое при буксировке тягачом (посредством специального седельно-сцепного устройства) опирается на него передней своей частью.

В отличие от грузовых автомобилей общего назначения, специализированные предназначены для перевозки специфических грузов и имеют три разновидности: автомобили-самосвалы, автомобили-цистерны и автомобили-фургоны. Автомобили-самосвалы предназначены для перевозки сыпучих грузов, а автомобили-цистерны – жидких. Автомобиль-фургон предназначен для перевозки грузов, требующих повышенной защиты от окружающей среды. Фургоны делятся на универсальные, специализированные (например, для перевозки хлеба), изотермические и рефрижераторы.

1.2. Общие требования к конструкции автомобильных транспортных средств

К конструкциям автомобильных транспортных средств и отдельных их составных частей предъявляется множество общих и специальных требований, которые условно могут быть разделены на три группы: производственные, эксплуатационные и нормативные.

Первая группа требований имеет своей целью снижение затрат на изготовление автомобилей как объектов серийного или массового производства. К ним относятся простота конструкции, технологичность, небольшая материалоемкость, высокая степень унификации деталей и узлов, а также некоторые другие. Технологичностью конструкции называют совокупность ее свойств, обеспечивающих минимальные затраты труда, средств и времени при ее изготовлении, а под унификацией изделий понимают сведение многообразия конструктивных элементов к рациональному минимуму.

Вторая группа требований определяет возможность реализации потребительских качеств автомобилей. Эти требования оцениваются такими понятиями, как *надежность*, *производительность*, *динамичность*, *топливная экономичность*, *удобство эксплуатации* (в том числе ремонта и технического обслуживания), *комфортабельность*, *проходимость*, и другими. Многие из этих понятий являются комплексными, например, надежность определяется, в частности, прочностью и долговечностью изделий, а на комфортабельность оказывают влияние плавность хода, удобство посадки, эффективность отопления и вентиляции и другие факторы.

И наконец, в третью группу попадают те требования, которые из-за своей социальной значимости регламентируются специаль-

ными нормативными или законодательными актами. Основные из них – это требования по безопасности конструкции. Нормативные требования в этой области устанавливаются национальными стандартами, директивами ЕЭС и правилами ЕЭК ООН.

В автомобилестроении различают три направления безопасности конструкции: активную, пассивную и экологическую.

На активную безопасность автомобиля влияют те его качества, которые уменьшают вероятность попадания его в дорожно-транспортные происшествия. К ним относятся управляемость, устойчивость, динамичность, маневренность, тормозные свойства, а также конструктивные особенности автомобиля, обеспечивающие легкость управления им (они объединены общим понятием «эргономичность» и оцениваются рядом показателей).

Пассивная безопасность обеспечивается теми качествами конструкции, которые в случае аварии сводят к минимуму травматизм водителя и пассажиров. На нее влияют ударно-прочностные свойства кузова и других элементов конструкции, противопожарная безопасность, наличие ремней и подушек безопасности, подголовников, мягкая внутренняя обивка салона и т. д.

Экологическая безопасность автомобиля оценивает степень его вредного воздействия на окружающую среду. Это воздействие определяется несколькими показателями, среди которых токсичность отработавших газов, внешний шум, давление на опорную поверхность, возможность утилизации элементов конструкции после выработки ресурса и другие.

Подавляющее большинство требований имеет не только качественный характер, но и количественные показатели и нормативы. Для обеспечения объективности экспериментальной оценки регламентируются и условия проведения испытаний. Так, например, основным для Европы международным предписанием, регламентирующим требования к тормозному управлению, является Правило 13 Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН). В этом документе оговариваются конкретные условия, методика подготовки и проведения испытаний, а также нормативы, которые должны быть обеспечены тормозными системами различных автомобильных транспортных средств.

Иногда наиболее передовые в техническом отношении страны вводят у себя требования более жесткие, чем международные. Хотя в ряде случаев это и носит отпечаток протекционистской политики, направленной против зарубежных производителей, но в целом стимулирует технический прогресс и способствует повышению качества автомобилей.

Разумеется, относясь к автомобилю в целом, обозначенные требования в той или иной степени касаются отдельных деталей, узлов и агрегатов. В отношении отдельных элементов конструкции эти требования могут быть конкретизированы, так, например, в общем

случае механизмы автомобиля должны обладать высоким коэффициентом полезного действия (КПД), а энергия, которую водитель затрачивает на управление автомобилем, не должна превышать установленных для разных органов управления нормативов.

1.3. Инерционные (весовые) параметры

Многие требования к конструкции автомобиля могут быть реализованы лишь в случае, если будут выдержаны определенные инерционные (весовые) ее показатели. К ним относятся масса и моменты инерции автомобиля, а также положение центра масс.

1.3.1. Собственная масса

В зависимости от состояния автомобиля его масса может изменяться в достаточно широких пределах, так, например, отличие в массах груженого и порожнего грузового автомобиля может превышать 100%. Для сравнения автомобилей в этом плане используют три взаимосвязанных показателя масс.

Наименьшее цифровое значение имеет *масса неснаряженного автомобиля*, то есть масса автомобиля без снаряжения (без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования) и заправки (топлива, жидкого смазочного материала и охлаждающей жидкости). Этот показатель позволяет судить о материалоемкости, а, следовательно, в определенной степени о совершенстве конструкции, однако не может дать представления о поведении автомобиля в реальных эксплуатационных условиях.

Ближе к реальным условиям находится *масса снаряженного автомобиля*, то есть масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без водителя и пассажиров. С ее помощью (с учетом массы водителя) могут быть рассчитаны некоторые показатели эксплуатационных свойств автомобиля, например оценена предельно возможная динамика разгона.

Наибольшую величину имеет *полная масса автомобиля* — суммарная масса снаряженного автомобиля, полезной нагрузки, водителя и пассажиров. Этот показатель используется при оценке основных эксплуатационных качеств автомобиля.

Указанные величины являются оценочными показателями. Разумеется, в реальных условиях в связи с изменением полезной нагрузки и расходованием эксплуатационных материалов масса автомобиля может иметь иное значение.

Благодаря наличию подвески, некоторые элементы конструкции автомобиля имеют возможность относительного перемещения. Часть конструкции автомобильного транспортного средства, которая отделена от колес или мостов упругими элементами подвески, на-

зывается подрессоренной. Части конструкции шасси автомобильного транспортного средства, масса которых не воспринимается упругими элементами подвески (поскольку они расположены между поверхностью дороги и упругими элементами подвески), называются неподрессоренными. Чем меньше отношение массы неподрессоренных частей к массе подрессоренной части конструкции, тем лучше плавность хода автомобиля. Следовательно, при одинаковых собственных массах более комфортабельным будет автомобиль, у которого неподрессоренные части конструкции имеют меньшую массу.

1.3.2. Полезная нагрузка

Полезная нагрузка грузового автомобиля называется грузоподъемностью и указывается в его паспортных данных всего одной цифрой. Легковые автомобили и автобусы предназначены для перевозки пассажиров и их багажа, поэтому характеризуются не грузоподъемностью, а пассажировместимостью. При этом у легковых автомобилей указывается число мест, включая водителя, а у автобусов – число мест для сидения, общее число мест и часто еще общее число мест для перевозки людей в часы пик. Поскольку масса пассажиров и их багажа неизвестна, они задаются некоторыми условными значениями, с помощью которых можно рассчитать полную нагрузку. В нашей стране массу пассажира принимают равной 75 кг, массу багажа – 10 кг на одного пассажира легкового автомобиля, 5 кг на одного пассажира городского и 15 кг на одного пассажира междугородного автобуса.

1.3.3. Положение центра масс

С позиций реализации ряда заложенных в конструкцию автомобиля эксплуатационных качеств важными являются не только показатели собственной массы и полезной нагрузки автомобиля, но распределение нормальных реакций по колесам автомобиля. Это распределение определяется положением центра масс.

Центр масс автомобиля располагается, как правило, в продольной плоскости симметрии, хотя его небольшое отклонение от этого положения возможно при изменении загрузки автомобиля. Очевидно, что чем ближе центр масс к какой-либо из осей автомобиля, тем больше приходящаяся на нее нагрузка. Распределение масс влияет на устойчивость и управляемость автомобиля, его проходимость, тормозные качества и плавность хода. В связи с этим в справочной литературе указываются значения масс, приходящихся на разные оси автомобиля. Эти показатели могут быть представлены в абсолютных величинах или в виде соотношения (обычно процентного) масс. С точки зрения обеспечения проходимости особое значение имеет масса автомобиля, приходящаяся на ведущие колеса. Этот показатель называется сцепной массой.

В большинстве стран в целях обеспечения сохранности автомобильных дорог регламентированы предельно допустимые осевые нагрузки. Поэтому характеристики распределения масс являются также основанием для принятия решения о возможности использования автомобиля в конкретных эксплуатационных условиях. Применение в конструкциях тяжелых автомобилей (грузовых, а иногда автобусов) более двух осей определяется обычно необходимостью уменьшения осевых нагрузок до допустимых значений. Автомобили, осевая нагрузка которых превышает допустимую, относят к внедорожным.

Положение центра масс по высоте автомобиля оказывает влияние на его управляемость, тормозные свойства, устойчивость против опрокидывания, при этом безусловные преимущества с этих точек зрения имеют автомобили с более низким расположением центра масс.

1.3.4. Моменты инерции

При одинаковом положении центра масс и равных массах автомобили могут иметь разные значения моментов инерции.

В целом инерционные свойства конструкции, наряду с указанными выше показателями масс, могут быть охарактеризованы тремя значениями моментов инерции (относительно трех взаимно перпендикулярных осей, проходящих через центр масс). Момент инерции относительно вертикальной оси оказывает большое влияние на управляемость автомобиля и устойчивость его против заноса. Момент инерции относительно горизонтальной поперечной оси влияет на плавность хода автомобиля. Момент инерции относительно горизонтальной продольной оси может оказать влияние на устойчивость автомобиля против поперечного опрокидывания.

В процессе проектирования конструктор имеет возможность влиять на величины моментов инерции автомобиля в основном за счет изменений в его компоновочной схеме.

1.4. Геометрические параметры

Основными геометрическими параметрами автомобиля являются его габаритные размеры, колея, база, дорожный просвет, радиусы поворота. Эти параметры указываются в технических характеристиках автомобиля и позволяют оценивать не только конструкцию автомобиля, но и некоторые особенности его движения.

1.4.1. Габаритные размеры

К габаритным размерам автомобилей (автопоездов) относятся их высота, ширина и длина. Во всех странах в целях обеспечения безопасности движения эти размеры автомобилей и автопоездов

регламентированы. Ограничения ширины автомобилей связаны с параметрами проезжей части автомобильных дорог. Ограничения высоты определяются принятыми размерами мостов, эстакад и тунелей. Ограничения длины автотранспортного средства призваны обеспечить требуемые возможности маневрирования, а для других участников дорожного движения важны с точки зрения возможности совершения безопасного обгона в стесненных условиях движения. В нашей стране приняты следующие ограничения габаритных параметров автомобильных транспортных средств: ширина до 2,5 м, высота до 4 м, длина (включая прицеп) до 20 м. Автомобили, габаритные размеры которых превышают допустимые (например, карьерные автомобили-самосвалы), относят к внедорожным.

В городских условиях длина и ширина автомобиля определяют простоту его маневрирования и легкость парковки. Габаритные размеры небольших автомобилей, кроме того, оказывают влияние на возможность использования их внутреннего пространства.

1.4.2. Дорожный просвет, база, колея

Дорожным просветом называется расстояние от наиболее низко расположенной части конструкции транспортного средства до плоской опорной поверхности. Это один из показателей проходимости автомобиля.

Колесной базой называют расстояние между центрами колес соседних осей автотранспортного средства (в технических характеристиках многоосного транспортного средства указывается также сумма расстояний между соседними осями). Колесная база полуприцепа равна расстоянию между осью поворотного устройства и ближайшей осью колес (у многоосного полуприцепа дополнительно указывается сумма расстояний между соседними осями).

Под термином «колея» обычно подразумевают след, оставляемый транспортным средством на грунте или деформируемой дороге. В конструкции автомобиля этим термином обозначается также расстояние между средними линиями следов транспортного средства.

Размеры колеи и колесной базы влияют на проходимость, устойчивость, управляемость, плавность хода и тормозные качества автотранспортного средства.

1.4.3. Радиус поворота

Радиус поворота, хотя и не относится к размерам самого автомобиля, непосредственно определяется его конструкцией. Радиус поворота автомобиля в реальной дорожной ситуации зависит от множества факторов, и параметры, указываемые в технической характеристике автотранспортного средства, относятся лишь к определенным условиям, а именно: управляемые колеса повернуты в крайнее положение, скорость движения мала, ведущие колеса катятся

по дороге без проскальзывания. Для оценки возможности маневрирования автомобиля в таких условиях указываются несколько параметров, каждый из которых равен расстоянию между центром поворота и каким-либо элементом автотранспортного средства. Так, могут указываться радиус поворота по оси следа внешнего переднего колеса или наружный (габаритный) радиус поворота (понятно, что вторая величина больше первой). Под средним радиусом поворота обычно подразумевается расстояние между центром поворота и продольной осью автомобиля.

Возможность маневрирования на ограниченном пространстве характеризуется параметром, называемым габаритным коридором, который представляет собой разность радиусов окружностей, описываемых при криволинейном движении самой дальней от центра и самой ближней к нему точками автомобиля.

1.5. Тип и параметры двигателя

Как известно, двигатель – это машина, преобразующая какой-либо вид энергии в механическую работу. Двигатели, осуществляющие непосредственное преобразование энергии природных ресурсов (например, тепловые), называют первичными, прочие двигатели (к ним относятся, в частности, электрические) называют вторичными. Вырабатываемая двигателем автомобиля механическая энергия может частично или (в определенных случаях) даже полностью преобразовываться в другие виды энергии в целях обеспечения движения автомобиля, работы его агрегатов и систем или привода дополнительного оборудования.

1.5.1. Двигатели внутреннего сгорания

Когда говорят об автомобильном двигателе, обычно подразумевают двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Действительно, несмотря на его недостатки, до настоящего времени никакие другие двигатели в автомобилестроении не могут составить ему конкуренцию. Основной причиной этого является большая удельная мощность ДВС (мощность, отнесенная к массе двигателя и емкостей с энергоносителями) по сравнению с другими типами двигателей.

Используемые на автомобилях двигатели внутреннего сгорания могут различаться по конструкции (поршневые, роторно-поршневые, газотурбинные), способу воспламенения горючей смеси (с искровым зажиганием и воспламенением от сжатия) и другим параметрам. В сравнении с поршневыми роторно-поршневые двигатели отличаются меньшей массой и инерционностью, что может обеспечить автомобилю лучшие динамические качества, но имеют худшие показатели токсичности и топливной экономичности. Двигатели с воспламенением от сжатия (дизельные двигатели) имеют меньшую

удельную мощность по сравнению с бензиновыми, поэтому оснащенные ими автомобили имеют худшие скоростные свойства, однако, благодаря более высокой степени сжатия горючей смеси, отличаются лучшей топливной экономичностью. Газотурбинные двигатели отличаются легкостью запуска при низких температурах окружающей среды, возможностью работы на различных типах жидкого и газообразного топлива, но из-за большой частоты вращения рабочего вала требуют наличия согласующего редуктора с большим передаточным числом (это ухудшает динамику разгона транспортного средства) и обеспечивают автомобилю невысокую топливную экономичность.

Естественно, что выбор двигателя оказывает влияние на конструкцию автомобиля, но наиболее важными в данном случае являются не сами конструктивные особенности двигателя, а его характеристики, в частности скоростная и нагрузочная.

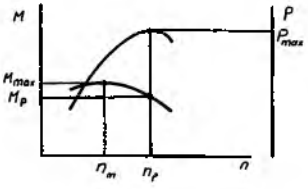


Рис. 1.1. Внешняя скоростная характеристика ДВС

Скоростной характеристикой двигателя называют совокупность некоторых функций (в частности, крутящего момента M и мощности P), аргументом которых является частота вращения вала n. Численные значения их определяются режимом подачи топлива. Скоростная характеристика, соответствующая полной подаче топлива, называется внешней. На *рис. 1.1* изображен типичный вид внешней скоростной характеристики поршневого двигателя внутреннего сгорания. Несмотря на некоторые нюансы, общий вид этой характеристики для разных двигателей (разумеется, при разных абсолютных значениях параметров) не имеет принципиальных отличий.

Обычно в паспортных данных автомобиля указывают следующие основные параметры двигателя: максимальная мощность P_{max}, максимальный крутящий момент M_{max} и соответствующие им частоты вращения вала двигателя n_p и n_m. Однако на эксплуатационные качества автомобиля оказывают влияние не только наибольшие значения мощности и крутящего момента, но и характер их изменения. В связи с этим при оценке особенностей внешней скоростной характеристики двигателя используется понятие коэффициента приспособляемости, под которым понимается величина, равная отношению максимального крутящего момента M_{max} к моменту M_p при максимальной мощности. Чем больше этот коэффициент, тем лучше двигатель приспосабливается к увеличению внешней нагрузки, откликаясь на это падением частоты вращения вала и соответствующим увеличением крутящего момента. Наилучшими в этом плане показателями среди двигателей внутреннего сгорания обладают газотурбинные двигатели. Оптимальной можно было бы

считать скоростную характеристику, в которой крутящий момент изменяется обратно пропорционально частоте вращения вала двигателя, а мощность при этом сохраняется неизменной. К сожалению, скоростные характеристики наиболее распространенных современных автомобильных двигателей, а именно поршневых двигателей внутреннего сгорания, далеки от оптимальной, а коэффициенты приспособляемости невелики и имеют значения порядка 1,07–1,3.

Топливная экономичность двигателя оценивается расходом топлива в единицу времени. Совершенство двигателя с точки зрения его топливной экономичности можно оценить, если вместо абсолютного расхода сравнивать удельные расходы топлива. Удельным расходом называют отношение расхода топлива к развиваемой двигателем мощности. Эта величина зависит от режима работы двигателя и может быть описана нагрузочной характеристикой, представляющей собой зависимость удельного расхода топлива g_e от мощности P, развиваемой двигателем.

На *рис. 1.2* изображен типичный вид нагрузочной характеристики поршневого двигателя внутреннего сгорания. Как видно, с увеличением частоты вращения n_n удельный расход топлива g_e возрастает, а с возрастанием нагрузки (мощности P) — уменьшается. Наименьший удельный расход топлива имеет место на режимах, близких к режимам максимальной мощности, то есть такие режимы можно считать наиболее экономичными. Разумеется, речь идет об эффективности работы двигателя (расходе топлива на единицу мощности), а не об абсолютном расходе топлива, который с увеличением нагрузки растет.

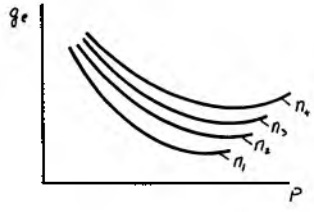


Рис. 1.2. Нагрузочная характеристика ДВС ($n_1 < n_2 < n_3 < n_4$)

1.5.2. Электрические двигатели

Электрические двигатели имеют несколько преимуществ перед двигателями внутреннего сгорания. Во-первых, это более высокая степень экологической безопасности. Выброс вредных веществ в атмосферу при заряде и разряде аккумуляторных батарей, питающих электрический двигатель, несравненно меньше, чем при работе ДВС. Во-вторых, скоростная характеристика электрического двигателя имеет гораздо более благоприятный для транспортного средства характер протекания. При уменьшении частоты вращения вала двигателя крутящий момент возрастает, но не на несколько процентов, как у поршневого ДВС, а в несколько раз. Это дает возможность существенно упростить трансмиссию автомобиля, а следовательно, получить другие преимущества – надежность конструкции и простоту ее технического обслуживания.

Однако автомобили, в которых электрический двигатель служит единственным источником механической энергии, – электромобили – имеют и ряд существенных недостатков, главным из которых является малая энергоемкость современных аккумуляторных батарей. Этот недостаток определяет ограниченные области применения электромобилей: пассажирский транспорт для спорта и развлечений (используется на полях для игры в гольф, на курортах, в парках) и грузовой транспорт для закрытых помещений.

1.5.3. Комбинированные силовые установки

Повышающиеся требования к экологической безопасности автомобиля заставляют конструкторов искать нетрадиционные решения этой проблемы. Распространение электромобилей сдерживается отсутствием энергоемких, легких и недорогих аккумуляторных батарей. Однако возможно компромиссное решение – использование на автомобилях двух двигателей: традиционного ДВС и электрического двигателя.

Практика показала, что если снабдить автомобиль небольшим экономичным ДВС, специальной аккумуляторной батареей и электродвигателем, то характеристики его экологической безопасности могут быть существенно улучшены. Первичным двигателем такого транспортного средства, превращающим химическую энергию сгорающего топлива в механическую работу, является ДВС, электрический двигатель является потребителем энергии, вырабатываемой генератором. Отличие такого транспортного средства от автомобилей с электрической или электромеханической трансмиссией заключается в наличии достаточно емкого накопителя электрической энергии, позволяющего в определенных ситуациях даже выключать двигатель внутреннего сгорания. Эксплуатационные параметры такого транспортного средства могут оказаться выше, чем у отдельно взятых электромобиля и автомобиля с ДВС. Имеющие при этом место дополнительные потери энергии, обусловленные двойным ее преобразованием, компенсируются работой ДВС на более близких к оптимальным режимах (на режимах меньших удельных расходов топлива), а также за счет рекуперации энергии при торможении.

Возможны два конструктивных решения таких комбинированных силовых установок – установка двигателей последовательно или параллельно.

Параллельный привод отличается тем, что крутящий момент может передаваться на ведущие колеса одновременно от ДВС и электродвигателя. При этом автомобиль имеет конструкцию трансмиссии, близкую к традиционной. Двигатель внутреннего сгорания работает так же, как в обычных условиях, на переменных режимах,

разгоняясь и замедляясь вместе с автомобилем, что не позволяет существенно улучшить его экономичность.

При последовательной схеме двигатель внутреннего сгорания постоянно в режиме максимальной мощности работает на генератор, а ведущие колеса механически связаны только с электродвигателями. Классическая механическая трансмиссия при этом отсутствует, а регулирование режимов движения осуществляется в электрической системе.

1.6. Классификация автомобильных транспортных средств

1.6.1. Цели и принципы классификации

Под классификацией понимают систему понятий, используемую в какой-либо области знаний как средство для установления связей между этими понятиями или классами объектов. Обычно, кроме упорядочения представлений о какой-нибудь совокупности объектов, классификация решает некоторые дополнительные задачи. Это в полной мере относится и к классификации автомобильных транспортных средств.

В автомобильной промышленности классификация обычно имеет своей целью ранжирование автомобилей в соответствии с их потенциальными потребительскими качествами или для предъявления к ним дифференцированных по какому-либо параметру технических или фискальных (налоговых) требований.

Наряду с национальными существуют и международные системы классификации. Международные организации, занимающиеся созданием нормативных документов и контролем их выполнения, классифицируют автомобильные транспортные средства в соответствии с особенностями предъявляемых к ним технических требований. Так, в соответствии с предписаниями ЕЭК ООН механические транспортные средства, предназначенные для перевозки пассажиров и имеющие, по крайней мере, четыре колеса, относятся к категории *M*, механические транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, – к категории *N*, а прицепы и полуприцепы – к категории *O*.

Кроме классификации по назначению в качестве классификационных параметров можно было бы использовать какие-либо из других общих характеристик автомобильных транспортных средств. Однако в выборе критериев и заключается основная сложность. Так, например, налог с владельцев транспортных средств в нашей стране взимается в зависимости от максимальной мощности двигателей их автомобилей. Использовать же этот параметр для клас-

сификации автотранспортных средств неразумно хотя бы потому, что на один и тот же автомобиль могут быть установлены двигатели разной мощности.

Более удачным следует признать использование в качестве классификационного признака какого-либо из инерционных (весовых) параметров, однако это подходит не для всех типов автомобилей. В самом деле, несовершенный с точки зрения конструкции легковой автомобиль может быть причислен к более высокому классу только потому, что в него заложена избыточная масса.

Анализ существующих методик и тенденций развития систем классификации автомобильных транспортных средств позволяет сформулировать следующие требования к ним:

1. Система классификации должна охватывать все многообразие конструкций автомобилей, причем не только отечественных (не должно быть автомобиля, который не вписывается в принятую систему классификации).
2. Классификационные признаки разных по назначению автомобилей могут различаться.
3. Крайние значения диапазонов изменения классификационного параметра, характеризующих разные классы автомобилей, должны быть выбраны таким образом, чтобы принадлежность к тому или другому классу отражала бы заметное изменение потребительских качеств.
4. Ширина диапазонов изменения классификационного параметра, относящихся к разным классам автомобилей, должна выбираться такой, чтобы распределение известных конструкций по классам было в определенной степени равномерным (чтобы не случилось так, что для половины классов можно найти только по одному представителю).
5. Система классификации должна быть доступна для понимания не только специалистам (для этого число классов не должно быть слишком велико, а их обозначение должно подчиняться общей идеологии).

1.6.2. Классификация легковых автомобилей

Поскольку все легковые автомобили, независимо от их размеров и особенностей конструкции, должны удовлетворять одинаковым техническим требованиям, по классификации ЕЭК ООН все они относятся к одной категории M_1.

С точки зрения потребителя, легковые автомобили могут иметь между собой весьма существенные отличия. В связи с этим европейский опыт классификации предлагает в качестве основного классификационного параметра легкового автомобиля использовать его габаритную длину. При этом автомобили общего назначения под-

разделяются на шесть основных классов, обозначаемых буквами латинского алфавита. Устанавливается следующее распределение автомобилей по классам:

Класс A	Габаритная длина до 3,5 м
Класс B	Габаритная длина от 3,5 до 3,9 м
Класс C	Габаритная длина от 3,9 до 4,3 м
Класс D	Габаритная длина от 4,3 до 4,6 м
Класс E	Габаритная длина от 4,6 до 4,9 м
Класс F	Габаритная длина свыше 4,9 м

В случае совпадения габаритной длины с верхней границей диапазона автомобиль относится к более высокому классу.

В привычных для нас терминах автомобили класса A относятся к особо малому, класса B – малому, классов C и D – среднему, класса E – большому, класса F – высшему классу.

Существуют, однако, легковые автомобили более узкого назначения, использование для которых принятого критерия классификации нецелесообразно, поскольку он не отражает особенностей их потребительских качеств. Эти автомобили принято выделять в отдельные классы.

Специфика мощных высокоскоростных легковых автомобилей, называемых спортивными, учитывается выделением их в два класса G и H, в которых они различаются уже в зависимости не от длины, а от стоимости.

К отдельному классу, не имеющему пока общепринятого буквенного обозначения, принято относить автомобили повышенной проходимости.

В ряде случаев к отдельному классу относят и появившиеся в последнее время автомобили повышенной вместимости, называемые мини-вэнами.

1.6.3. Классификация автобусов

По своим функциональным возможностям автобусы отличаются расчетным числом пассажиров. Однако при практически одинаковых размерах и массе число пассажиров зависит от назначения автобуса: городской автобус рассчитан на большее количество пассажиров, чем туристский, зато последний обеспечивает им более комфортные условия. Поэтому в качестве классификационного признака автобусов целесообразно принять не вместимость, а, как и в случае с

легковыми автомобилями общего назначения, их габаритную длину. До недавнего времени принятые в нашей стране диапазоны возможных длин автобусов разных классов имели пробелы, поскольку имели отношение только к типажу отечественной продукции. Устранение этих пробелов приводит к следующему делению автобусов на классы, в зависимости от их длины:

Особо малый	Габаритная длина до 5 м
Малый	Габаритная длина от 5 до 7,5 м
Средний	Габаритная длина от 7,5 до 9,5 м
Большой	Габаритная длина от 9,5 до 12 м
Особо большой	Габаритная длина более 12 м

В случае совпадения габаритной длины с верхней границей диапазона автобус относится к более высокому классу.

Особо большой автобус может быть только сочлененным. Под этим термином подразумевается транспортное средство, которое состоит из двух или более жестких секций, шарнирно сочлененных друг с другом, причем пассажирские салоны каждой секции взаимно соединены таким образом, что пассажиры могут свободно перемещаться между ними.

ЕЭК ООН с точки зрения наличия разницы в технических требованиях сочла необходимым разделить автобусы всего на две категории: M_2 – автобусы полной массой менее 5 т (маломестные) и M_3 – автобусы полной массой свыше 5 т.

1.6.4. Классификация грузовых автомобилей

Основным параметром, определяющим функциональные возможности грузового автомобиля, является его грузоподъемность. Однако на одном и том же шасси грузового автомобиля могут устанавливаться кузова различной собственной массы, поэтому в качестве классификационного параметра более целесообразно принять полную массу автомобиля. Классификация ЕЭК ООН предусматривает деление грузовых автомобилей на три категории:

Категория N_1	Полная масса до 3,5 т
Категория N_2	Полная масса от 3,5 до 12 т
Категория N_3	Полная масса более 12 т

В нашей стране деление грузовых автомобилей по этому параметру более подробно, но категории, не имеют специальных обозначений:

1	Полная масса до 1,2 т
2	Полная масса от 1,2 до 2 т
3	Полная масса от 2 до 8 т
4	Полная масса от 8 до 14 т
5	Полная масса от 14 до 20 т
6	Полная масса от 20 до 40 т
7	Полная масса свыше 40 т

Следует отметить существующее в нашей стране деление грузовых автомобилей на две категории в зависимости от осевой нагрузки: до 6 т на ось и до 10 т на ось. Из этого следует, что дорожный автомобиль первой из этих категорий полной массой, например, 13 т не может быть двухосным, а двухосный автомобиль полной массой свыше 20 т является внедорожным.

1.6.5. Классификация прицепов

Классификация ЕЭК ООН предусматривает деление прицепного подвижного состава на четыре категории:

Категория O_1	Одноосные прицепы, полная масса которых не превышает 0,75 т
Категория O_2	Прицепы и полуприцепы полной массой от 0,75 до 3,5 т
Категория O_3	Прицепы и полуприцепы полной массой от 3,5 до 10 т
Категория O_4	Прицепы и полуприцепы полной массой свыше 10 т

1.7. Компоновочные схемы автомобилей

Взаиморасположение основных узлов и агрегатов автомобиля называют его компоновочной схемой. Конструкция узлов и агрегатов автомобиля в очень большой степени зависит от особенностей его

компоновочной схемы. Кроме того, компоновочная схема оказывает большое влияние на эксплуатационные качества автомобиля. Важнейшими характеристиками компоновочной схемы являются число и расположение ведущих колес. Для оценки этих особенностей конструкции используются два понятия: «колесная формула» и «тип привода».

1.7.1. Колесная формула

Колесная формула – это условное обозначение, характеризующее количество ведущих и ведомых колес автомобиля (если имеются сдвоенные колеса, то каждое из них считается как одно). Колесная формула имеет вид $M \times N$, где M – общее число колес, а N – число ведущих колес (например, 4×2, 6×4, 8×8 и т.п.). Если M равно N, автомобиль называют полноприводным. Как будет показано далее, некоторые полноприводные автомобили обладают возможностью отключения части ведущих колес, то есть превращения их из ведущих в ведомые. Колесная формула при этом не изменяется, поскольку описывает в общем случае максимальные с точки зрения создания тяговых сил возможности автомобиля.

1.7.2. Тип привода

Совокупность деталей, подводящих крутящий момент непосредственно к ведущим колесам, называют приводом ведущих колес. Если автомобиль не является полноприводным, то колесная формула не дает возможности определить, где расположены ведущие колеса. Для уточнения этого вопроса необходимо проанализировать тип привода.

Автомобили с одинаковой колесной формулой могут иметь разные типы приводов. Заднеприводным называют автомобиль колесной формулы 4×2, у которого ведущими являются задние колеса. Переднеприводным называют автомобиль той же колесной формулы, у которого ведущими являются передние колеса. Для автомобилей с числом колес больше четырех эти термины не подходят, и для оценки типа привода приходится прибегать к более детальному описанию конструкции.

1.7.3. Особенности конструкции легковых автомобилей

Компоновочные схемы легковых автомобилей весьма разнообразны. Классической (*рис. 1.3 а*) называют такую компоновочную схему, при которой двигатель расположен в передней части автомобиля, а ведущие колеса – задние. Крутящий момент от двигателя к ведущим задним колесам передается последовательно через сцепление, коробку передач, карданную и главную передачи. При такой компоновочной схеме масса автомобиля распределяется по осям равномерно, что благотворно влияет на устойчивость, управляемость, проходимость автомобиля и долговечность шин. Такая схема имеет широкое распространение, особенно на автомобилях большого и высшего классов.

Компоновочную схему с задним расположением двигателя (ведущие колеса, разумеется, тоже задние) называют заднемоторной (*рис. 1.3 б*). При такой компоновочной схеме удается несколько уменьшить общую массу автомобиля, однако задние колеса оказываются перегруженными, возникают проблемы с отоплением салона и обдувом ветрового стекла, уменьшается объем багажного отделения. Двигатель при такой компоновочной схеме вместе со сцеплением, коробкой передач и главной передачей образует силовой агрегат, который может быть расположен как вдоль оси автомобиля, так и поперек. При этом вторая схема, не оказывая заметного влияния на эксплуатационные качества, позволяет уменьшить длину автомобиля.

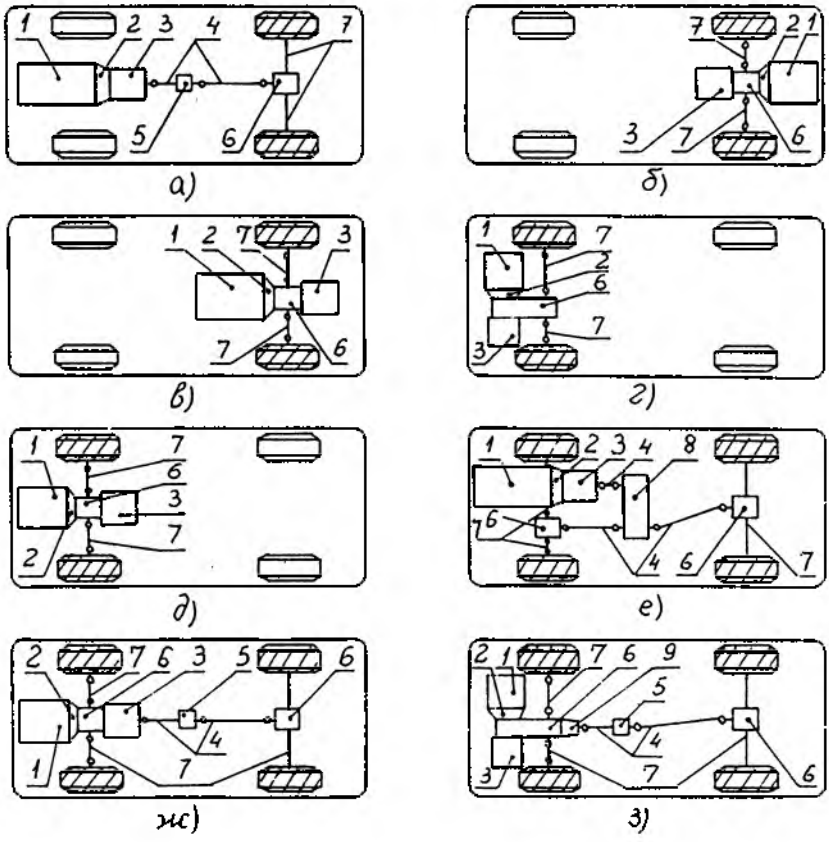


Рис. 1.3. Компоновочные схемы легковых автомобилей
а — классическая; *б* — заднемоторная; *в* — центральномоторная; *г, д* — переднеприводные; *е, ж, з* — полноприводные
1 – двигатель; *2* – сцепление; *3* – коробка передач; *4* – карданная передача; *5* – промежуточная опора карданной передачи; *6* – главная передача; *7* – привод ведущих колес; *8* – раздаточная коробка; *9* – коробка отбора мощности

Последовательность передачи крутящего момента через механизмы трансмиссии не зависит от компоновочной схемы, однако устройство узлов и агрегатов непосредственно с ней связано. Так, например, в схеме, изображенной на *рис. 1.3 б*, картер главной передачи находится между картерами сцепления и коробки передач, тогда как крутящий момент от двигателя последовательно проходит через сцепление, коробку передач и главную передачу. При такой компоновочной схеме картер главной передачи должен предусматривать наличие проходящего через него вала, соединяющего сцепление с коробкой передач. Кроме того, входной и выходной валы коробки передач должны проходить через отверстия с одной и той же стороны ее картера, тогда как при классической компоновочной схеме трансмиссии они выходят с разных сторон коробки передач.

Для достижения желаемых показателей распределения масс и величины момента инерции относительно вертикальной оси двигатель может располагаться за задней осью, над ней или перед ней. В последнем случае (*рис. 1.3 в*) компоновочную схему иногда называют центральномоторной. Наиболее показательной областью применения заднемоторной компоновочной схемы являются гоночные автомобили.

Переднеприводная компоновочная схема позволяет обеспечить примерно такое же снижение общей массы автомобиля по сравнению с классической компоновочной схемой, как и заднемоторная, но теперь перегруженными оказываются передние колеса. Однако при такой схеме улучшаются управляемость и устойчивость автомобиля, имеется возможность увеличить объем багажного отделения. В наибольшей степени эти эффекты могут быть достигнуты при поперечном расположении двигателя (*рис. 1.3 г*), однако часто его располагают и продольно (*рис. 1.3 д*). В последнем случае снимаются ограничения на длину двигателя, удается унифицировать валы привода ведущих колес и упрощается создание полноприводной версии конструкции. В настоящее время существует устойчивая тенденция к расширению применения переднеприводной компоновочной схемы, причем в первую очередь на автомобилях особо малого, малого и среднего классов.

Полноприводная компоновочная схема до недавнего времени использовалась только на автомобилях повышенной проходимости, конструкция которых предполагает возможность эксплуатации на неусовершенствованных (грунтовых) дорогах. При этом двигатель располагался продольно в передней части кузова, а распределение крутящего момента между ведущими мостами происходило обычно с помощью раздаточной коробки (*рис. 1.3 е*). Однако в последнее время полноприводная компоновочная схема стала применяться и на автомобилях ограниченной проходимости, что обусловлено стремлением к наиболее полной реализации возможностей устанавливаемых на них мощных двигателей. Максимально возможная (равная массе автомобиля) сцепная масса полноприводного автомобиля по-

зволяет реализовывать на колесах суммарно большую силу тяги, что особенно важно при плохих условиях сцепления колес с дорогой (в дождь или гололедицу). Такие автомобили обычно делают на базе переднеприводных, в которых двигатель может располагаться как вдоль (*рис. 1.3 ж*), так и поперек (*рис. 1.3 з*) автомобиля, а распределение крутящего момента происходит без раздаточной коробки (например, с помощью вязкостной муфты).

1.7.4. Особенности конструкции автобусов

Оценку компоновочной схемы автобуса обычно начинают с анализа формы его кузова. Существует два распространенных варианта: капотная (*рис. 1.4 а*) и вагонная (*рис. 1.4 б*) компоновочные схемы. Первый вариант, отличающийся наличием во внешних контурах

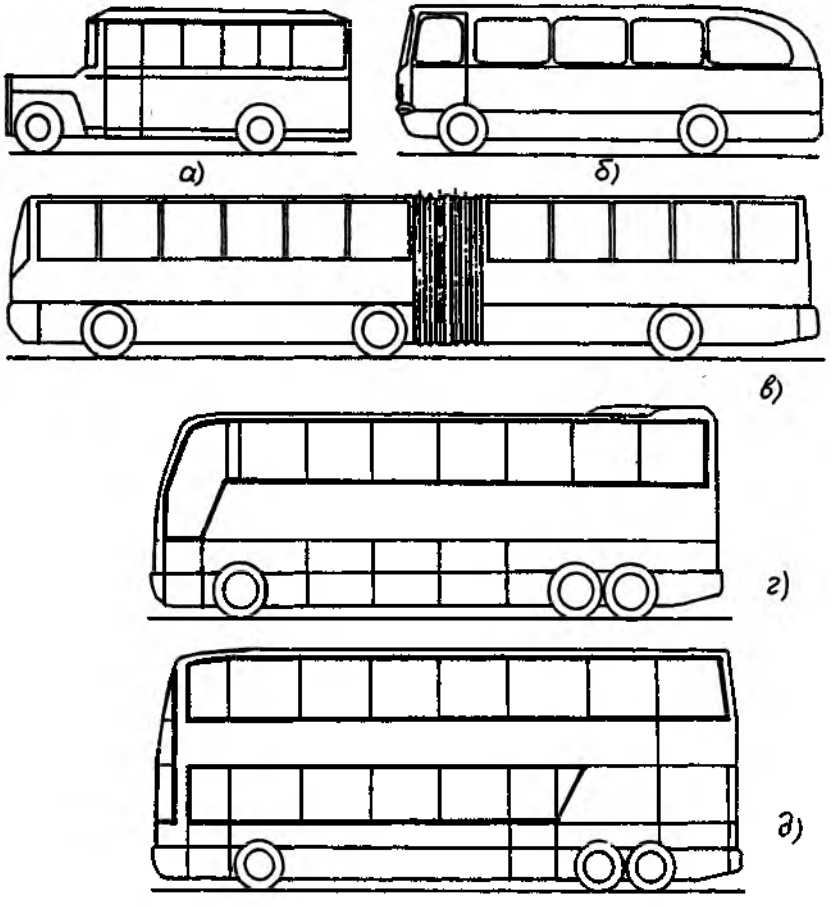


Рис. 1.4. Конструктивные варианты автобусов
а — капотный; *б* — вагонный; *в* — сочлененный; *г* — полутораэтажный; *д* — двухэтажный

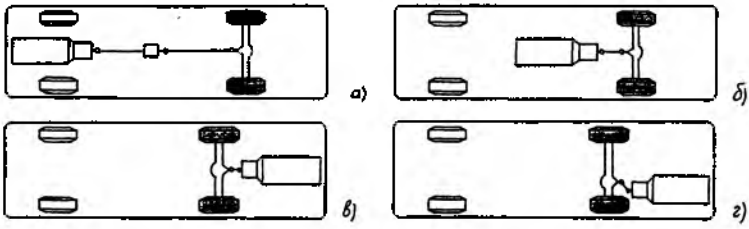


Рис. 1.5. Варианты расположения силового агрегата автобуса
а — в передней части кузова; *б* — под полом («в базе»); *в* — в задней части кузова («в свесе»); *г* — в задней части кузова со смещением относительно продольной оси

явно выраженного моторного отсека, обычно применяют в случае, если конструкция автобуса построена на базе какого-либо грузового автомобиля, в частности используется его несущая система. Такую компоновочную схему (при использовании которой упрощается доступ к двигателю, но трудно достичь оптимального распределения нагрузок по осям) часто используют для создания полноприводного автобуса для сельских перевозок. Более распространенной является вагонная компоновочная схема. Отличия в конструкциях автобусов, имеющих такую компоновочную схему, определяются расположением двигателя.

Если двигатель расположен в передней части кузова (*рис. 1.5 а*), то при большой длине автобуса усложняется подвод крутящего момента к задним ведущим колесам, повышается сложность трансмиссии и уровень порождаемых ею шума и вибраций. Поэтому наиболее распространена вагонная компоновочная схема с передним расположением двигателя на небольших автобусах.

Валы трансмиссии можно сделать короче, а пространство кузова использовать более эффективно, если расположить двигатель под полом между передней и задней осями (*рис. 1.5 б*). Однако при такой схеме нужен двигатель с небольшими вертикальными габаритами (этого можно достичь при горизонтальном расположении цилиндров поршневого ДВС), и даже при этом уровень пола поднимается, что затрудняет посадку и высадку пассажиров. Кроме того, значительно затрудняется доступ к двигателю и усложняется система отопления автобуса. Однако при использовании сочлененной схемы (*рис. 1.4 в*) расположение двигателя под полом является наиболее распространенным техническим решением.

Самая малая высота уровня пола может быть достигнута, если расположить двигатель вне колесной базы рядом с ведущим мостом, то есть использовать переднеприводную или заднемоторную компоновочные схемы. Первая пока на автобусах широкого распространения не имеет, а автобусы вагонной компоновочной схемы с расположением двигателя за задней осью (*рис. 1.5 в*) широко применяются как в качестве городских, так и междугородных. Существуют даже конструкции сочлененных автобусов с таким располо-

жением двигателя (их называют автобусами с толкающей секцией). Смещение продольно расположенного двигателя к борту, противоположному тому, где находятся двери пассажирского салона (*рис. 1.5 г*), позволяет увеличить размеры накопительной площадки и понизить уровень пола.

Повышения вместимости автобусов обычно добиваются, увеличивая их длину, особо большие автобусы делают сочлененными. В ряде стран с этой же целью выпускаются двухэтажные городские автобусы (*рис. 1.4 д*), которые, сохраняя высокую маневренность, имеют несколько большую вместимость по сравнению с обычными одноэтажными автобусами, однако посадка и высадка пассажиров при такой компоновочной схеме затрудняется, а устойчивость автобуса против опрокидывания ухудшается. Высокие туристские автобусы иногда называют полутораэтажными (*рис. 1.4 г*), поскольку достаточно большое по высоте пространство используется для вспомогательных нужд: хранения багажа, а иногда даже для устройства спальных мест.

1.7.5. Особенности конструкции грузовых автомобилей

Наряду с колесной формулой и типом привода компоновочные схемы грузовых автомобилей принято различать по расположению двигателя и кабины. Поскольку двигатель на большинстве грузовых

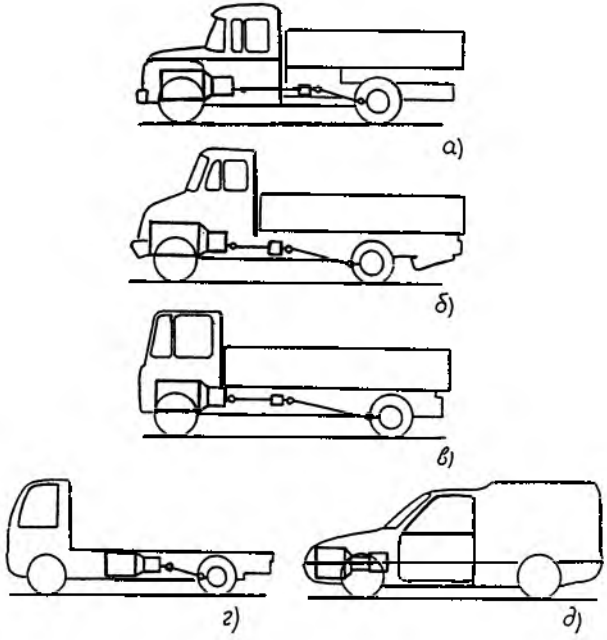


Рис. 1.6. Компоновочные схемы грузовых автомобилей общего назначения
а — капотная; *б* — полукапотная; *в* — бескапотная («кабина над двигателем»); *г* — с двигателем внутри колесной базы; *д* — на основе конструкции легкового автомобиля

автомобилей установлен в передней части несущей системы, различают три компоновочные схемы: капотную, полукапотную и бескапотную (кабина над двигателем).

Капотная компоновочная схема (*рис. 1.6 а*) обеспечивает меньшую высоту автомобиля, упрощение механизмов управления двигателем и трансмиссией и лучшую пассивную безопасность (при лобовом ударе моторный отсек выполняет энергопоглощающие функции). Однако при такой компоновочной схеме ухудшена обзорность (имеется большая, закрываемая капотом «мертвая зона» перед автомобилем) и слишком большая доля длины автомобиля занята кабиной и моторным отсеком.

Если кабину несколько приподнять и надвинуть на моторный отсек, то можно получить полукапотную компоновочную схему (*рис. 1.6 б*). При небольшой длине автомобиля такая компоновочная схема позволяет увеличить объем кузова, однако доступ к двигателю становится более затрудненным.

Установка кабины над двигателем позволяет получить бескапотную компоновочную схему (*рис. 1.6 в*). При этом для доступа к

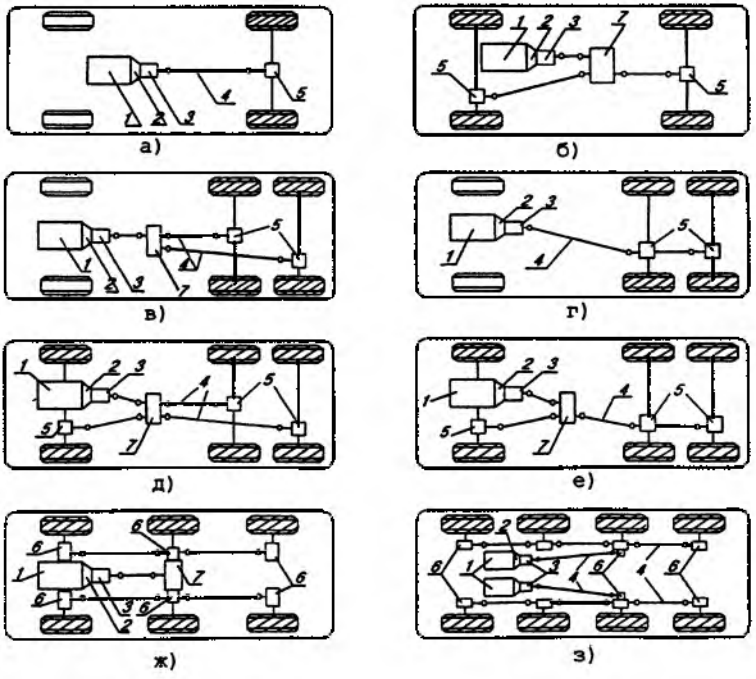


Рис. 1.7. Схемы трансмиссий грузовых автомобилей различных колесных формул

а — 4×2; *б* — 4×4; *в*, *г* — 6×4; *д*, *е*, *ж* — 6×6; *з* — 8×8

1 – двигатель, *2* – сцепление, *3* – коробка передач, *4* – карданная передача, *5* – главная передача, *6* – бортовой редуктор, *7* – раздаточная коробка

двигателю приходится делать кабину опрокидывающейся, что, естественно, усложняет конструкцию механизмов управления автомобилем. Самым большим недостатком такой компоновочной схемы является плохая пассивная безопасность конструкции. Расположение двигателя вдоль продольной оси грузового автомобиля бескапотной компоновочной схемы может достаточно сильно различаться, что связано с необходимостью обеспечения желаемого распределения нагрузок по осям. Так, при необходимости увеличения нагрузки на переднюю ось двигатель располагают очень близко к переднему концу несущей системы, и он находится практически под кабиной. Если же нагрузку на переднюю ось нужно понизить, двигатель сдвигается назад и может частично или полностью оказаться под кузовом. Такие компоновочные схемы часто используют на легких (*рис. 1.6 г*) или, наоборот, очень тяжелых грузовых автомобилях.

Часто легкие грузовые автомобили делают на базе легковых. В этом случае их компоновочную схему оценивают теми же терминами, что и у легковых автомобилей. Например, автомобиль может быть переднеприводным (*рис. 1.6 д*).

Поскольку грузовые автомобили часто бывают полноприводными и к тому же могут иметь больше двух осей, существует множество конструктивных вариантов их трансмиссий. Некоторые из них приведены на *рис. 1.7*.

Наиболее простой вариант трансмиссии имеют автомобили колесной формулы 4×2 (*рис. 1.7 а*). Если двухосный грузовой автомобиль имеет колесную формулу 4×4 (*рис. 1.7 б*), то для распределения крутящего момента между передними и задними колесами практически всегда используется раздаточная коробка.

Автомобили колесной формулы 6×4 могут также иметь раздаточную коробку (*рис. 1.7 в*), тогда как при других схемах трансмиссии она может и отсутствовать (*рис. 1.7 г*).

Полноприводные автомобили колесной формулы 6×6 с традиционной схемой распределения мощности могут иметь параллельный привод среднего и заднего мостов (*рис. 1.7 д*) или последовательный (*рис. 1.7 е*).

Специальные полноприводные многоосные автомобили часто имеют схемы трансмиссии с бортовым распределением мощности. В схеме, показанной на *рис. 1.7 ж*, при этом используется раздаточная коробка, а схема, приведенная на *рис. 1.7 з*, предусматривает наличие на автомобиле двух двигателей.

Глава 2. СЦЕПЛЕНИЯ

2.1. Назначение сцепления

Особенностью применяемых на автомобиле двигателей внутреннего сгорания является наличие некоторого (зависящего от конструктивных особенностей двигателя) нижнего предела частоты устойчивой работы, то есть в момент начала движения, когда ведущие колеса еще неподвижны, вал двигателя должен вращаться. Поэтому автомобилю необходим механизм, который при трогании его с места плавно соединял бы вращающийся вал двигателя с неподвижным трансмиссионным валом. В начале движения автомобиля при включении сцепления скорости вращения его ведущих и ведомых элементов в течение некоторого времени не совпадают. Эта фаза работы сцепления называется его буксованием.

С другой стороны, применение ДВС на автомобиле возможно лишь при переменном передаточном числе трансмиссии, для чего на подавляющем большинстве автомобилей используется ступенчатая коробка передач. Большинство коробок передач имеет возможность изменять передаточное число лишь при разомкнутой трансмиссии. Следовательно, необходим механизм, способный на короткое время отсоединять двигатель от трансмиссии на любом режиме их работы.

Кроме передачи крутящего момента, кратковременного отсоединения двигателя от коробки передач и плавного их соединения, сцепление служит для предохранения двигателя и трансмиссии от перегрузки чрезмерным крутящим моментом, который может возникнуть в процессе эксплуатации автомобиля.

Часто со сцеплением конструктивно совмещается гаситель крутильных колебаний (демпфер), но функционального отношения к сцеплению он не имеет, и, следовательно, гашение колебаний функцией сцепления не является.

2.2. Требования к сцеплениям

Одним из основных показателей сцепления является его способность к передаче крутящего момента. Для ее оценки используется

понятие величины коэффициента запаса сцепления β, определяемой следующим образом:

$$\beta = \frac{M_{сц}}{M_{max}},$$

где $M_{сц}$ – максимальный момент, который может передать сцепление, M_{max} – максимальный крутящий момент двигателя (*см. рис. 1.1*).

Помимо общих требований, касающихся каждого узла автомобиля, к сцеплению предъявляется ряд специфических требований, среди которых:

1. *Плавность включения.* В эксплуатации она обеспечивается квалифицированным управлением, но некоторые элементы конструкции предназначены для повышения плавности включения сцепления даже при низкой квалификации водителя.

2. *Чистота выключения.* Абсолютное выключение, при котором крутящий момент на выходном вале сцепления равен нулю, труднодостижимо, но если момент, передаваемый выключенным сцеплением, достаточно мал и не мешает включать передачи, то можно считать, что такое сцепление выключено практически чисто.

3. *Надежная передача крутящего момента при любых условиях эксплуатации.* Слишком низкое значение коэффициента запаса приводит к увеличению времени буксования сцепления при трогании автомобиля (особенно в тяжелых эксплуатационных условиях), повышенному его нагреву и износу. Излишне большая величина коэффициента запаса сопровождается увеличением размеров и массы сцепления, повышением усилия, необходимого для управления им, и ухудшением предохранения трансмиссии и двигателя от перегрузок. Обычно значения коэффициента запаса сцепления составляют 1,4–1,7 для легковых и 1,5–2,0 для грузовых автомобилей, увеличиваясь до 2,3 на тяжелых тягачах.

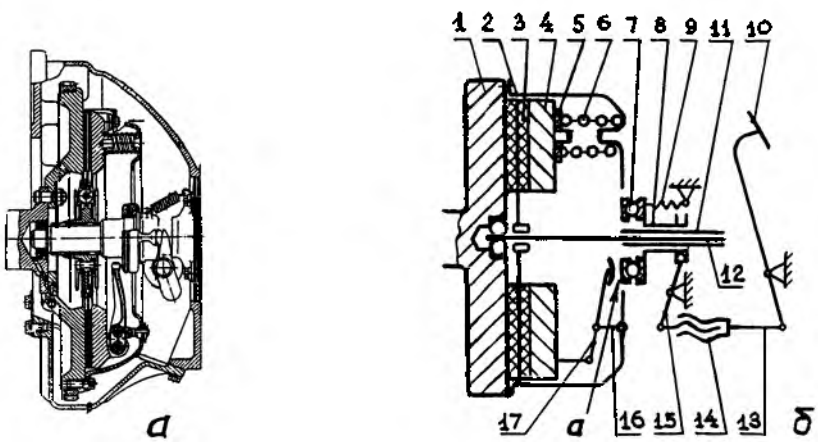


Рис. 2.1. Однодисковое фрикционное сцепление (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

4. *Минимальная величина момента инерции ведомых частей.* Нарушение этого требования не скажется на выполнении сцеплением своих функций, однако будет приводить к удлинению процесса переключения передач и, как будет показано ниже, снижению срока службы синхронизаторов коробки передач.

5. *Удобство управления.* Это общее для всех органов управления требование конкретизируется в виде требований к ходу педали и требуемому для ее нажатия усилию. Действующие в России ограничения в настоящее время составляют 150 Н усилия для автомобилей, имеющих усилители привода сцепления, и 250 Н для автомобилей без усилителей. Ход педали обычно не более 160 мм.

2.3. Классификация сцеплений

Автомобильные сцепления в зависимости от вида связи между ведущими и ведомыми элементами бывают фрикционными (передающими крутящий момент трением), гидравлическими (момент передается жидкостью, циркулирующей между лопастными колесами) и электромагнитными (момент передается за счет электромагнитного взаимодействия ведущих и ведомых частей). В гидравлических сцеплениях трудноreализуемо требование чистоты выключения, электромагнитные сцепления ненадежны и требуют постоянного расхода энергии. Подавляющая часть автомобилей снабжается фрикционными сцеплениями, которые можно классифицировать следующим образом:

1. По форме трущихся поверхностей они могут быть дисковыми, конусными и барабанными. Барабанные сцепления используются редко, а конусные вышли из употребления уже более полувека назад, в частности, из-за сложности обеспечения небольшого момента инерции ведомых элементов.

2. Дисковые сцепления по числу ведомых элементов делятся на однодисковые, двухдисковые и многодисковые. Однодисковые и двухдисковые работают без смазочного материала (их называют сухими), многодисковые работают в масляной ванне.

3. По способу сжатия фрикционных поверхностей сцепления подразделяются на пружинные и центробежные. Последние применяются редко, что объясняется их большей стоимостью, меньшей надежностью и сложностью реализации предохранительной функции сцепления.

4. По возможности передачи крутящего момента при отсутствии внешнего управляющего воздействия сцепления делятся на нормально замкнутые и нормально разомкнутые, причем первые имеют подавляющее распространение. Это объясняется тем, что большую часть времени на движущемся автомобиле сцепление включено, и,

следовательно, целесообразно использовать конструкции, в которых фрикционные поверхности постоянно (с помощью пружин) прижаты друг к другу и лишь в момент воздействия водителя принудительно разводятся.

5. По способу управления сцепления классифицируются следующим образом:

— с принудительным управлением;
— с автоматизированным управлением;
— автоматические сцепления.

Конструкции первого типа полностью управляются водителем. Сцепления с автоматизированным приводом снабжены автоматическими устройствами, которые управляют ими как минимум на самой сложной операции – трогании автомобиля с места. Эти устройства могут быть вакуумными, пневматическими, гидравлическими или электромагнитными, причем сам механизм сцепления чаще всего унифицируется со сцеплением, имеющим принудительное управление. В отличие от конструкций второго типа сцепления последней группы обладают внутренней автоматичностью, то есть увеличивают передаваемый момент с ростом частоты вращения вала двигателя. Такими свойствами обладают гидравлические и центробежные сцепления, которые для осуществления своей важнейшей функции (обеспечения плавного трогания автомобиля с места) ни в каком управлении не нуждаются.

2.4. Конструкция фрикционных сцеплений

2.4.1. Общее устройство

На *рис. 2.1* приведены общий вид и конструктивная схема сухого однодискового нормально замкнутого фрикционного сцепления. В этой конструкции ведущими элементами являются маховик двигателя *1* и нажимной диск *4*. Нажимной диск установлен в кожухе сцепления *2*, причем в окружном направлении они жестко связаны, а в осевом имеется возможность относительного перемещения. Кожух прикреплен к маховику болтами. Ведомый диск *3* установлен на шлицах выходного вала *12* свободно в осевом направлении. Выходной вал сцепления подавляющего большинства автомобилей, имеющих объединенный силовой агрегат в составе двигателя, сцепления и коробки передач, одновременно является входным (первичным) валом коробки передач. Расположенные между кожухом и нажимным диском сжатые при сборке пружины *6* прижимают нажимной, а через него и ведомый диск к маховику, поддерживая сцепление во включенном состоянии.

При буксовании сцепления выделяется тепло, что может вызвать отпуск (потерю упругости) пружин, поэтому под ними устанавливают

шайбы *5* из теплоизолирующего материала. По тем же соображениям уменьшения нагрева, который опасен не только для пружин, но и для фрикционных материалов, нажимной диск делают более массивным, чем это следовало бы, исходя только из соображений его прочности и жесткости.

Представленная конструкция снабжена простейшим механическим приводом. Для выключения сцепления водитель нажимает на педаль *10*, которая через тягу *13* воздействует на рычаг *15*, толкающий вперед муфту *8*, несущую подшипник выключения сцепления *7*. Подшипник воздействует на внутренние концы рычагов выключения *17* (их обычно 3—4), которые, поворачиваясь вокруг опор *16*, оттягивают нажимной диск, дополнительно сжимая пружины. Ведомый диск принудительно от маховика не отводится, а отталкивается от него за счет вибраций и торцевого биения деталей (в пределах допустимой погрешности изготовления). Некоторый крутящий момент выключенным сцеплением все-таки передается, но он очень мал.

В процессе работы ведомый диск, изнашиваясь, становится тоньше, а нажимной приближается к маховику. Рычаги *17* при этом поворачиваются, и их внутренние концы удаляются от маховика. Поскольку расстояние между маховиком и подшипником выключения сцепления конструктивно ограничено, то если бы между внутренними концами рычагов и подшипником выключения сцепления исчез зазор «а», концы рычагов уперлись бы в подшипник и часть силы пружин стала бы передаваться на него. Следствием этого были бы два неприятных факта: уменьшение значения коэффициента запаса сцепления и ускоренный износ подшипника. Для поддержания зазора «а» в нужных пределах применено регулировочное устройство *14*. Так как доступ непосредственно к зазору закрыт картером сцепления, его величину контролируют по свободному (легкому) ходу педали. Слишком малый зазор чреват быстрым исчезновением, слишком большой увеличивает свободный ход педали, уменьшая остающийся рабочий ход, а это может привести к недостаточному отведению нажимного диска и неполному включению сцепления.

Муфта *8*, на которой закреплен подшипник выключения сцепления, скользит по трубчатой направляющей *11*, устанавливаемой на картере сцепления или коробки передач. Рычаг *15*, раздваиваясь, охватывает муфту с двух сторон, из-за чего называется вилкой. Иногда трубчатая направляющая *11* отсутствует, и муфта подвешивается к вилке *15*. В ряде конструкций вилку выполняют в виде вала, опирающегося на картер сцепления и имеющего посередине два пера. Для гарантированного отведения подшипника от рычагов применяют небольшую пружину *9*.

Подшипники выключения сцепления почти всегда шариковые упорные или радиально-упорные. На легких автомобилях иногда

применяют подшипники скольжения, образованные шлифованным кольцевым подпятником, установленным на внутренних концах рычагов выключения *17*, и кольцом, закрепленным в обойме, шарнирно соединенной с вилкой. Кольцо изготовлено прессованием из графитового порошка и пропитано парафином, который при работе такого подшипника служит смазочным материалом. Преимущество подшипников скольжения заключается в их меньшей стоимости.

Связь нажимного диска с кожухом сцепления можно обеспечить несколькими способами, показанными на *рис. 2.2*. В варианте «а» крутящий момент передается на нажимной диск через пальцы, в варианте «б» – через выступы на маховике и прорези в нажимном диске, в варианте «в» – через выступы на нажимном диске и окна в кожухе сцепления. Под действием передаваемого крутящего момента в местах контакта нажимного диска с кожухом (или маховиком) рождаются заметные тангенциальные силы. Кроме того, нажимной диск балансируется только в сборе с кожухом сцепления, поэтому в собранном сцеплении он может сохранить собственный небольшой дисбаланс, под действием которого стремится сместиться в радиальном направлении. Поэтому для его осевого перемещения в процессе выключения и включения сцепления приходится преодолевать силу трения, которая может быть настолько велика, что сила нажимных пружин окажется недостаточной для создания необходимого сжатия фрикционных поверхностей и реальный коэффициент запаса сцепления будет намного ниже расчетного. Из этого следует, что наилучшим, хотя и не самым простым, является вариант «г», при котором диск вывешивается на плоских тангенциальных пружинах *1*, деформирующихся при его осевых перемещениях. Эти

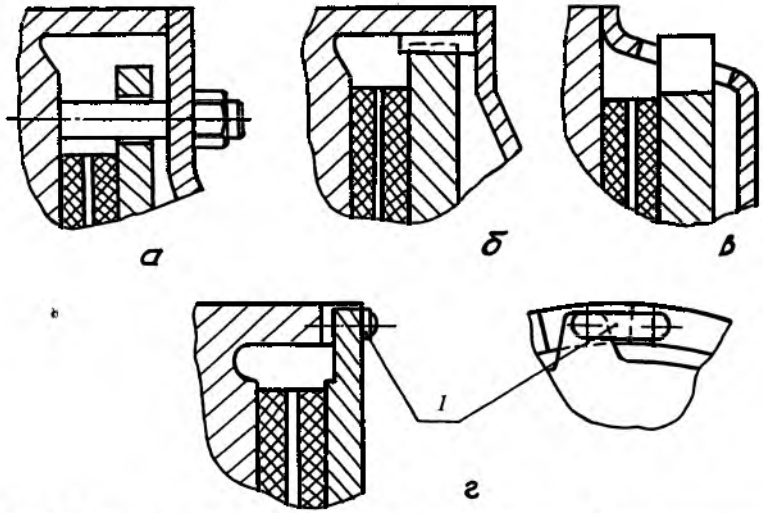


Рис. 2.2. Способы передачи крутящего момента на нажимной диск сцепления

пружины, обеспечивая возможность осевого перемещения нажимного диска, передают ему крутящий момент со стороны маховика, исключая возникновение дополнительных сил трения. На тяжелых автомобилях для передачи крутящего момента необходимы пружины большого сечения. Для того чтобы изгибная жесткость не была слишком большой, каждую пружину собирают из двух-трех тонких пластин.

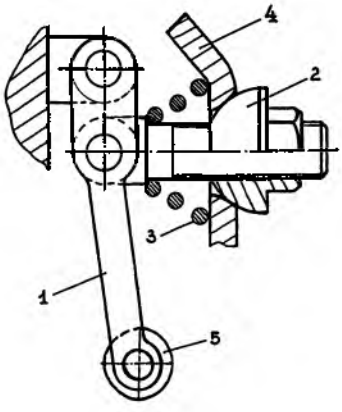


Рис. 2.3. Вариант установки и крепления рычажка выключения сцепления

Особенностью показанных на *рис. 2.1* рычажков *17* является их шарнирное закрепление. Если рычажок соединить с нажимным диском при помощи шарнира с одной степенью свободы, то все его точки, не лежащие на оси шарнира, будут при выключении сцепления двигаться по окружностям, то есть наряду с осевым иметь и радиальное перемещение. Следовательно, простое шарнирное соединение рычажка с кожухом сцепления невозможно. На *рис. 2.3* показано одно из возможных конструктивных решений, когда рычажок *1* имеет качающуюся опору, взаимодействующую с кожухом *4* посредством сферического торца гайки *2*, поджимаемой к кожуху пружиной *3*. Качание опоры осуществляется за счет скольжения гайки по сферической постели кожуха. Эти же гайки используются для регулировки с целью установки внутренних концов всех рычажков в плоскость, перпендикулярную оси вращения сцепления.

Шарниры рычажков в современных конструкциях снабжают игольчатыми подшипниками, что повышает КПД привода сцепления, но удорожает конструкцию, так как, кроме прочего, должна быть обеспечена высокая твердость поверхностей, с которыми контактируют тела качения подшипников.

Часто несогласованность перемещений поверхностей рычагов выключения и контактирующих с ними тел компенсируют за счет скольжения. Например, внутренние концы рычагов при вращении вокруг опоры, расположенной на нажимном диске, скользят в радиальном направлении по поверхности кольца подшипника. Такой прием резко упрощает конструкцию, но снижает КПД, а применительно к внутренним концам рычагов имеет еще два недостатка.

Первый заключается в том, что отказ подшипника выключения сцепления обычно сопровождается его заклиниванием, в силу чего при попытке выключить сцепление рычажки с большой скоростью скользят по неподвижному кольцу заклинившего подшипника, будучи сильно к нему прижатыми. Естественно, что внутренние концы

рычажков при таком режиме работы моментально изнашиваются. Для исключения этого на внутренние концы рычажков иногда устанавливают вращающееся вместе с ними промежуточное кольцо, аналогичное подпятнику, применяемому при подшипниках скольжения.

Другой недостаток состоит в том, что вследствие радиального скольжения рычажков они изнашиваются и при нормальной работе. Это может приводить к тому, что сцепление придется снимать с эксплуатации прежде достижения автомобилем предусмотренного расчетного пробега. Для устранения этого недостатка в некоторых случаях на внутренних концах рычажков устанавливают ролики *5* (*рис. 2.3*). В этом случае изнашивание переносится с малого по площади контакта рычажка с подшипником на большую площадь, по которой ролик взаимодействует с осью, к тому же повышается ремонтопригодность конструкции.

2.4.2. Способы создания осевых сил

В изображенной на *рис. 2.1* схеме конструкции используются цилиндрические пружины, расположенные на достаточном удалении от оси сцепления. Такие пружины называют периферийными. Их недостатком является чувствительность к центробежным силам. Силы эти, пропорциональные квадрату частоты вращения сцепления, при быстроходных двигателях высоки и вызывают деформацию («выпучивание») пружин, от чего пружины удлиняются, уменьшая осевое усилие и, следовательно, коэффициент запаса сцепления. Для уменьшения изгиба пружин в них иногда вставляют направляющие, однако такое решение большого эффекта не дает, так как пружины под действием центробежных сил прижимаются к направляющим и вследствие трения о них также снижают свою силу.

Значительно лучше противостоят центробежной силе диафрагменные пружины, представляющие собой в свободном состоянии усеченный конус с радиальными прорезями, идущими от внутреннего края (*рис. 2.4*). Лепестки пружины выполняют функции рычагов выключения сцепления. Как показано на *рис. 2.5*, при нажатии подшипника *1* на их концы они деформируют пружину, перемещая назад ее наружный край. Для того чтобы нажимной диск двигался вслед за пружиной, на нем закреплены крюкообразные захваты *2*.

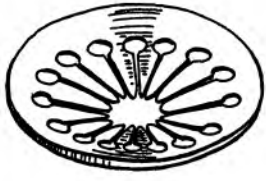


Рис. 2.4. Диафрагменная пружина сцепления

Помимо отмеченного выше малого реагирования на центробежные силы, сцепления с диафрагменной пружиной проще, имеют меньше деталей и меньшие осевые габариты, что немаловажно, поскольку при укорочении картера сцепления уменьшается масса и увеличивается жесткость силового агрегата. Однако надо иметь в виду, что диафрагменные пружины сложны в производстве.

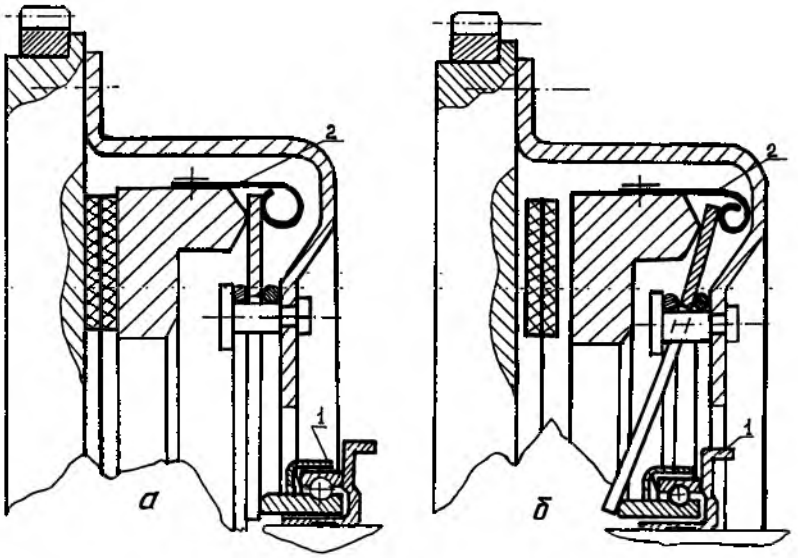


Рис. 2.5. Схема сцепления с диафрагменной пружиной
а — сцепление включено; *б* — сцепление выключено

На *рис. 2.6* сравниваются характеристики упругости спиральной цилиндрической и диафрагменной пружин. Точки *А* и *Б* соответствуют включенному и выключенному сцеплению с диафрагменной пружиной и неизношенным ведомым диском, точка *В* – включенному сцеплению с полностью изношенным диском. Как видно, выключение сцепления с диафрагменной пружиной требует меньших усилий по сравнению со сцеплением с цилиндрическими пружинами, то есть энергозатраты водителя будут меньше. Снижение деформации пружины от точки *А* до точки *В* соответствует допустимому уменьшению толщины ведомого диска при износе. При этом нажимное усилие, создаваемое цилиндрической пружиной, заметно падает, в то время как у конструкции с диафрагменной пружиной оно может даже несколько возрасти, обеспечивая надежную передачу крутящего момента. После достижения предельного износа накладок ведомого диска (левее точки *В*) коэффициент запаса падает катастрофически, в отличие от сцеплений с периферийными спиральными пружинами (кривая *1*), у которых падение тоже имеет место, но с гораздо меньшей интенсивностью.

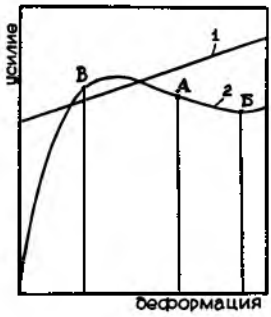


Рис. 2.6. Характеристики упругости пружин сцепления
а — спиральная пружина; *б* — диафрагменная пружина

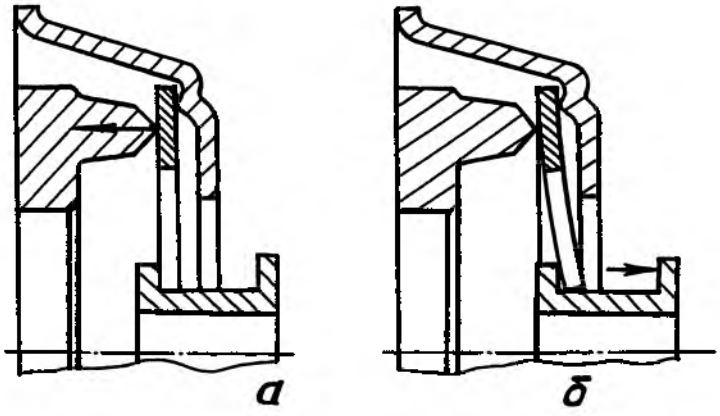


Рис. 2.7. Схема сцепления с «вытягиваемой» диафрагменной пружиной
а — сцепление включено; *б* — сцепление выключено

В последнее время увеличивается интерес к конструкции сцепления с так называемой «вытягиваемой» при выключении сцепления пружиной. Схема такой конструкции показана на *рис. 2.7.* Она имеет несколько преимуществ, среди которых следующие: меньшее усилие, которое требуется для выключения сцепления, а следовательно, меньшее усилие на педали сцепления; неизменность направления действия силы (в отличие от сцепления с «вдавливаемой» пружиной), что повышает долговечность пружины; меньшая масса и большая жесткость кожуха сцепления и некоторые другие.

Известны конструкции, использующие для создания осевого усилия центральную витую пружину. В конструкции, показанной на *рис. 2.8,* пружина *1* воздействует на нажимной диск через большое число плоских рычажков *2.* Передаточное число рычажков велико (около 7), что позволяет уменьшить необходимую осевую силу пружины, но существенно увеличивает ее удлинение при износе ведомого диска. Из-за уменьшения предварительной деформации пружины создаваемая ею сила снижается, но это снижение не должно быть слишком большим, чтобы не вызвать чрезмерного падения коэффициента запаса. Падение осевой силы тем меньше, чем меньше жесткость пружины, но пружины малой жесткости должны иметь большую длину, что для сцепления неприемлемо. Противоречие разрешается введением регулировки, для чего между кожухом *5* и фланцем *3* располагают пакеты регулировочных прокладок *4.* По мере изнашивания ведомого диска часть прокладок удаляют, восстанавливая

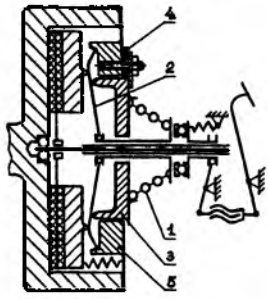


Рис. 2.8. Схема сцепления с центральной конической пружиной

длину пружины и коэффициент запаса сцепления. Однако и при этом, чтобы избежать частых регулировок, приходится применять нежесткую пружину. Для укорочения пружины ее делают конической, с витками, входящими друг в друга, а чтобы уменьшить при этом наружный диаметр, вместо круглого прутка берут прямоугольный. Это несколько утяжеляет пружину, так как прямоугольный пруток при работе на кручение менее выгоден, чем круглый, но позволяет располагать витки плотнее. Оттягивание нажимного диска при выключении сцепления производится небольшими дополнительными пружинами. Помимо отсутствия вредного влияния на пружину центробежных сил, такие сцепления имеют еще одно преимущество, связанное с тем, что пружина не контактирует с нажимным диском и не перегревается. В целом конструкция сцепления с центральной конической пружиной получается достаточно сложной и в настоящее время заметного распространения не имеет.

2.4.3. Особенности конструкции ведомых дисков

Устройство ведомого диска определяется требованиями к конструкции сцепления. В частности, для обеспечения высокого и стабильного момента трения он снабжен фрикционными накладками *1* (*рис. 2.9*), которые контактируют с ведущими поверхностями маховика и нажимного диска, образуя вместе с ними так называемые пары трения.

Качество накладок имеет большое значение. Прижатые друг к другу поверхности при буксовании сцепления скользят подчас с

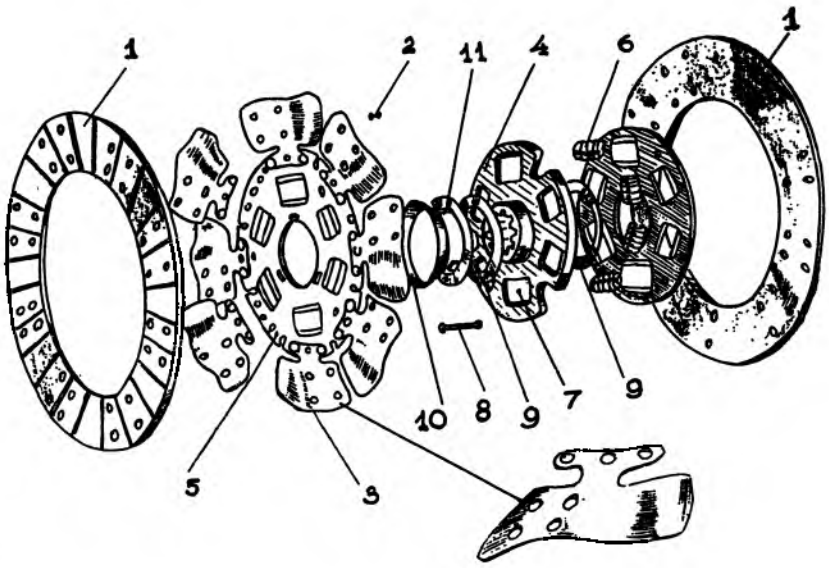


Рис. 2.9. Детали ведомого диска сцепления

довольно большой скоростью. Выделяющееся тепло в первую очередь распространяется на места контакта поверхностей, а конкретно — на вершины их микронеровностей. От разогрева эти вершины размягчаются и слипаются, то есть имеет место начальная фаза сварки трением. Однако сварившиеся было места тут же разрываются, увеличивая высоту микронеровностей, отчего процесс идет лавинообразно, сопровождаясь задирами, и может привести к полному выходу поверхностей из строя.

Для борьбы с этим в машиностроении используются два приема:

- смазывание, которое в той или иной степени разъединяет поверхности, охлаждает их и уносит продукты износа;
- правильный подбор пар трения, одна из контактирующих деталей должна изготавливаться из материала существенно более мягкого, чем другая, что снижает склонность конструкционных материалов к задирам.

В сухих сцеплениях успешная работа пары трения зависит от материала накладок. До недавнего времени основу его композиции составляло асбестовое волокно, которое выдерживает большие температуры. Низкосортное короткое волокно в накладке имеет случайную ориентацию (так называемые формованные накладки), а более высококачественное — длинное соединяется в нити, из которых сплетается тканый силовой каркас накладки. Такие накладки имеют большую прочность, но дороже.

Кроме волокна в состав материала входят самые разнообразные наполнители: цинк, сульфат бария — барит, графит и др. Наполнители влияют на величину коэффициента трения, износ, теплопроводность.

Волокно и наполнитель объединяются в одно целое связующим, в качестве которого применяют каучук и различные смолы. От связующего зависит коэффициент трения, износ, прочность накладок.

Асбест является теплоизолятором, поэтому для увеличения теплопроводности накладок в них иногда закладывают латунную стружку, что приводит к снижению температурной напряженности фрикционных поверхностей.

На рабочих поверхностях накладок иногда делают канавки, улучшающие циркуляцию воздуха и охлаждение этих поверхностей.

Асбест, обладая уникальными физическими свойствами, долгое время был вне конкуренции как материал для основы фрикционных накладок. Однако истощение природных запасов асбеста и, главным образом, обнаружение его канцерогенных свойств поставили вопрос о замене асбеста. В настоящее время он вытесняется стекловолокном, полимерными и углеродистыми волокнами. Ведутся разработки металлокерамических (спеченных) фрикционных материалов, пригодных для работы в сухих сцеплениях (в сцеплениях, работающих в масле, такие материалы используются давно).

Диск, к которому приклепываются накладки, может иметь осевую упругость, что позволяет повысить плавность включения сцепления. Сцепления с упругим диском имеют повышенный срок службы фрикционных накладок и в настоящее время используются очень широко. Упругость достигается тем, что периферийную часть диска выполняют в виде набора фасонных, изогнутых пластинчатых пружин *3*, приклепанных к диску *5*. При включении сцепления пружины полностью распрямляются.

Даже если в конструкции ведомого диска и не предусмотрено осевой податливости, то его периферийная часть обычно все равно расчленяется на секторы радиальными прорезями, но уже с целью упрощения рихтовки диска при изготовлении.

Запас на износ составляет менее половины толщины накладки, так как заклепки *2*, даже если они делаются из мягкого материала (например, латуни или алюминия), все же при предельном износе накладок могут травмировать поверхность контртел. Приклеивание фрикционных накладок, давно применяемое в тормозах, здесь неприемлемо из-за того, что тонкий и к тому же снабженный пружинами диск не имеет необходимой жесткости, а клей — необходимой эластичности.

Обычно фрикционные накладки связаны со ступицей ведомого диска не жестко, а через гаситель крутильных колебаний.

2.4.4. Гаситель крутильных колебаний

При движении автомобиля крутящий момент, действующий в трансмиссии, непостоянен. Даже при постоянной скорости автомобиля и постоянной подаче топлива момент пульсирует. Основной причиной этого является периодичность рабочего процесса автомобильного двигателя, сильную пульсацию момента могут вызывать дорожные неровности. На *рис. 2.10* показана осциллограмма крутящего момента при движении автомобиля в тяжелых условиях (на участках *А* и *Б* включенное сцепление, нагруженное моментом, большим, чем максимальный момент, который оно может передать, пробуксовало подобно предохранительной муфте).

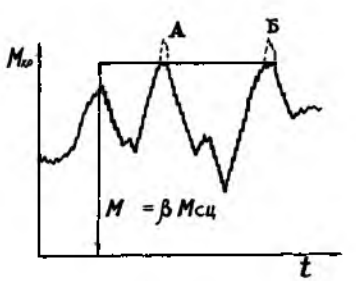


Рис. 2.10. Осциллограмма крутящего момента в трансмиссии

Колебания крутящего момента вызывают переменные напряжения в деталях и сокращают срок их службы. Для уменьшения колебаний применяют специальные гасители колебаний (демпферы). Основной причиной установки демпфера именно в ведомый диск сцепления является желание приблизить его к основному источнику колебаний – двигателю. Следует, однако, отметить, что существуют и альтернатив-

ные конструкции, когда гаситель устанавливается в коробку передач или маховик двигателя.

Один из вариантов демпфера крутильных колебаний, встроенного в ведомый диск сцепления, показан на *рис. 2.11* (та же конструкция приведена на *рис. 2.9*). Он включает в себя диск *5*, соединенный со ступицей *4* посредством тангенциально расположенных предварительно сжатых пружин *6*, установленных в прямоугольных окнах. Диск *5* связан с пластиной *7* при помощи дистанционных заклепок *8*. В центральной части находятся фрикционные кольца *9*, тарельчатая пружина *10* и упорное кольцо *11*. Последнее установлено относительно диска при помощи отогнутых усов, вставленных в окна диска. Крутящий момент с ведомого диска сцепления на ступицу передается двумя путями:

— с граней прямоугольных окон диска *5* и пластины *7* окружная сила передается на торцы пружин и через противоположные торцы на грани окон фланца ступицы. Этим путем передается 80—90% крутящего момента;
— с диска *5* и пластины *7* трением через фрикционные кольца на ступицу.

Если передаваемый сцеплением крутящий момент превысит сумму момента трения фрикционных колец *9* и крутящего момента, создаваемого предварительно сжатыми пружинами *6*, то диск повернется относительно ступицы. При пульсации крутящего момента в трансмиссии ведомый диск и его ступица непрерывно колеблются относительно друг друга и кольца *9* трутся о фланец ступицы. Работа трения сопровождается выделением тепла, которое эквивалентно энергии, выведенной гасителем из колеблющейся системы. Так как энергия колебаний определяет их амплитуду, то в результате работы гасителя в трансмиссии уменьшается амплитуда колебаний крутящего момента. Следует иметь в виду, что полного гашения колебаний не происходит, поскольку по мере уменьшения амплитуды колебаний уменьшается и работа трения и, следовательно, эффективность работы гасителя.

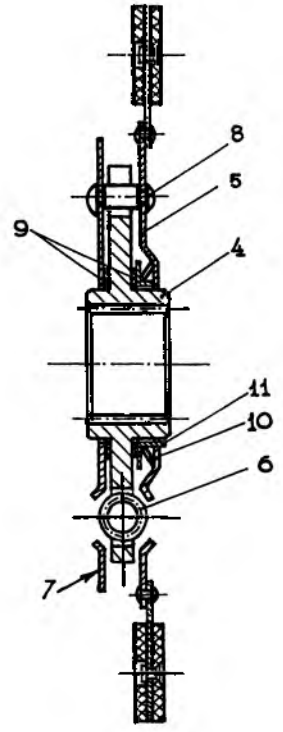


Рис. 2.11. Ведомый диск сцепления с гасителем крутильных колебаний

Из конструктивных особенностей гасителя нужно отметить, что из-за малой работы трения возможно использование в качестве фрикционного материала металла. В некоторых случаях вместо единых фрикционных колец применяют несколько сегментов.

Величина поджатия тарельчатых пружин *10* задается длиной утолщенной части дистанционных заклепок *8*. Они же служат ограничителем динамического сжатия пружин *6*. Такой ограничитель предохраняет пружины от поломок при пиковых значениях передаваемого момента.

Тарельчатые пружины имеют очень высокую жесткость, что затрудняет получение стабильного значения момента трения, поэтому иногда вместо них применяют витые цилиндрические пружины.

Изображенные на *рис. 2.12* возможные характеристики гасителей крутильных колебаний показывают изменение передаваемого крутящего момента в зависимости от угла поворота ведомого диска относительно ступицы. На *рис. 2.12 а* $M_т$ соответствует величине момента трения, M_1 характеризует предварительное сжатие пружин гасителя, угол α – их жесткость, а φ_{max}, – угол срабатывания ограничителя. Гаситель колебаний, имеющий такую характеристику, настроен на определенный режим работы трансмиссии (резонансный, наиболее опасный с точки зрения прочности и неприятный с точки зрения комфортабельности), на котором он эффективно рассеивает энергию колебаний.

Характеристика, изображенная на *рис. 2.12 б*, отличается тем, что благодаря последовательному включению пружин (четыре из шести пружин установлены в окна с зазором, который постепенно выбирается при увеличении передаваемого крутящего момента) крутильная жесткость демпфера прогрессивно возрастает при увеличении внешней нагрузки и он более эффективно работает в широком диапазоне нагрузочных режимов.

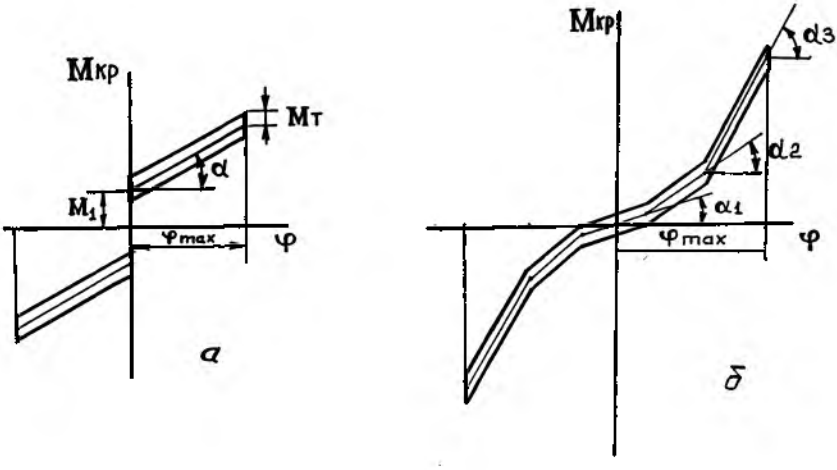


Рис. 2.12. Характеристики гасителя крутильных колебаний
а — с постоянной жесткостью; *б* — с возрастающей жесткостью

2.4.5. Особенности конструкций двухдисковых сцеплений

Возможности однодискового сцепления ограничены тем, что при увеличении расчетного крутящего момента его диаметр должен стать слишком большим. Это нежелательно как по компоновочным соображениям, так и из-за возрастания скорости скольжения периферийных областей накладок при буксовании сцепления.

Выходом является применение двухдисковых сцеплений, отличающихся от однодисковых добавлением одного ведомого и одного промежуточного (*2* на *рис. 2.13*) ведущего дисков. Такие сцепления по сравнению с рассчитанными на передачу того же крутящего момента однодисковыми имеют несколько меньший диаметр, большую плавность включения, но худшую чистоту выключения.

Для получения в выключенном двухдисковом сцеплении таких же зазоров между трущимися поверхностями, как в однодисковых сцеплениях, нужно вдвое увеличить ход нажимного диска, при этом вдвое должен увеличиться рабочий ход подшипника выключения сцепления. Для сохранения хода педали неизменным вдвое должно уменьшиться передаточное число привода сцепления, а уменьшение передаточного числа потребует увеличения прикладываемого к педали усилия выключения сцепления. Стремление к снижению усилия приводит к тому, что зазор между фрикционными поверхностями в выключенном двухдисковом сцеплении обычно на 25—35% меньше, чем в однодисковом. По той же причине в двухдисковых сцеплениях реже применяют упругие ведомые диски, которые требуют увеличенного хода нажимного диска.

Имеется еще одно обстоятельство, усложняющее обеспечение чистого выключения двухдисковых сцеплений. Если для выключения однодискового сцепления достаточно освободить с одной стороны легкий ведомый диск, отведя от него нажимной, то для промежуточного диска этого недостаточно. Промежуточный диск, будучи гораздо более массивным и менее сбалансированным, сильно прижимается к своим направляющим и сам не устанавливается посередине между двумя ведомыми, его необходимо перемещать принудительно. Существует несколько вариантов механизмов, обеспе-

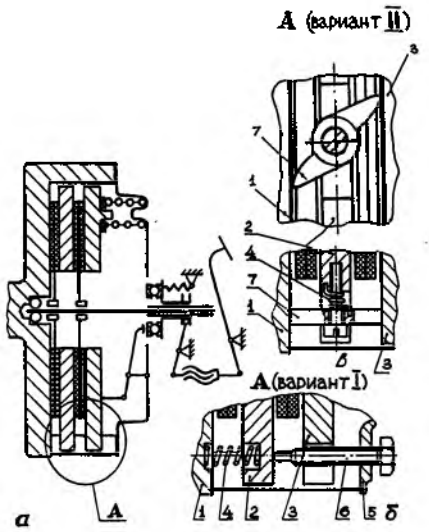


Рис. 2.13. Двухдисковое сцепление
а — конструктивная схема; *б* и *в* — варианты механизмов установки промежуточного диска в среднее положение

чивающих отвод промежуточного диска, один из них показан на *рис. 2.13 б*. Сжатые пружины *4*, установленные между маховиком *1* и промежуточным диском *2*, при выключении сцепления освободят передний ведомый диск, но, чтобы при этом не зажался задний, необходимо ограничить перемещение промежуточного диска назад. Для этого в кожух сцепления *5* вворачивают несколько равномерно расположенных по окружности регулируемых упоров *6*. Система получается сложной, так как упоры должны иметь устройства для фиксации их положения и дополнительные устройства, позволяющие установить все упоры в одинаковое положение без измерения зазоров между дисками, а такую операцию без снятия картера осуществлять невозможно.

На *рис. 2.13 в* показан другой способ обеспечения чистоты выключения двухдискового сцепления. Устройство состоит из коромысла *7*, посаженного на промежуточный диск *2*, и закрученной пружины *4*, которая стремится вращать коромысло против часовой стрелки (один ее конец упирается в промежуточный диск, а второй — в коромысло). Концы коромысла упираются в маховик *1* и нажимной диск *3*. Так как плечи коромысла одинаковы, то оно постоянно держит промежуточный диск посередине между маховиком и нажимным диском. Таких коромысел на диск устанавливается несколько.

2.5. Охлаждение сцепления

Хотя средняя температура воздуха в картере сцепления не очень высока (до 100–110 °С в период интенсивного буксования), сами трущиеся поверхности нагреваются очень сильно. Для нажимного диска при интенсивном буксовании сцепления зафиксирована средняя по глубине температура полумиллиметрового слоя, прилегающего к ведомому диску, равная 350 °С. На поверхности диска температура достигает еще больших значений. Столь высокий нагрев сильно отрицательно сказывается на прочностных качествах используемых конструкционных материалов. Дело усугубляется тем, что детали работают в условиях так называемого теплового удара, когда большая порция тепла подводится к ним за очень короткое время — 0,5–1,5 секунды. За такое время тепло не успевает распространиться по всему объему, например, нажимного диска. Поверхностный слой, к которому подводится тепло, нагреваясь, расширяется, в то время как более глубокие слои диска еще холодные. Это вызывает большие термические напряжения и предъявляет к материалам повышенные требования с точки зрения прочности и недопустимости коробления.

Увеличение массы нажимного (а в двухдисковых сцеплениях и промежуточного) диска, выполнение канавок на поверхности фрикционных накладок способствуют снижению температуры сцепления.

Большое значение имеет интенсивный обдув сильно нагревающихся деталей. Для создания потока воздуха не требуются специальные вентиляторы, так как вращающиеся детали сцепления имеют сложную форму и при своем вращении увлекают воздух. Необходимо лишь обеспечить подведение холодного воздуха в центр сцепления и отвод нагретого с периферии. Для этого в картере сцепления обычно делают люки и иногда устанавливают направляющие поток воздуха дефлекторы. Хорошие результаты дают вентиляционные каналы в теле промежуточного диска двухдисковых сцеплений, но они усложняют форму диска и, создавая концентраторы напряжений, повышают вероятность возникновения трещин при тепловых ударах.

Во многих случаях не делают отдельных, расположенных определенным образом входных и выходных окон в картере, ограничиваясь упрощенными лючками, позволяющими обмениваться наружному и внутреннему воздуху. Если автомобиль предназначен для плохих дорожных условий и должен многократно преодолевать глубокие броды, то приходится отказываться и от этого, так как поступающие в картер вода и грязь сокращают срок службы сцепления и делают его работу менее надежной.

2.6. Привод сцепления

Сцепления с принудительным управлением (а их подавляющее большинство) имеют либо механический, либо гидравлический привод. Механический привод состоит из системы рычагов, тяг и регулировочных устройств, связывающих педаль с вилкой выключения сцепления (схема простейшего из вариантов показана на *рис. 2.1*). На *рис. 2.14 а, б* приведены конструктивные схемы гидравлического привода, отличающиеся наличием зазора между подшипником выключения сцепления и собственно механизмом. Привод образуется двумя цилиндрами, соединенными между собой трубопроводом. Штоки цилиндров связаны с педалью и вилкой сцепления. Гидравлический привод в свое время почти вытеснил механический, что объясняется следующими его преимуществами:

- более высокий КПД;
- большая жесткость;
- лучшее уплотнение кузова (кабины);
- простота компоновки.

Первые два преимущества позволяют уменьшить усилие на педали: повышение КПД напрямую, а уменьшение деформации деталей привода при передаче усилий косвенно, поскольку позволяет, повысив передаточное число привода, увеличить рабочий (полезный, а не затрачиваемый на деформацию деталей) ход педали и снизить усилие на ней.

У гидравлического привода есть еще одно преимущество, связанное с тем, что двигатели устанавливаются на несущей системе при помощи упругих элементов. Поэтому один конец привода, присоединенный к вилке сцепления, совершает по отношению к другому, присоединенному к педали, довольно большие колебания. При гидравлическом приводе с гибким трубопроводом это не создает проблем, но механический привод должен иметь при этом увеличенный зазор, а на легковом автомобиле еще и дополнительные устройства, предотвращающие стук деталей в этом зазоре.

Появление новых технологий и конструкционных материалов привело в последнее время к более широкому применению одного из типов механического привода – тросового. На *рис. 2.14 в, г* показаны варианты тросового привода сцепления легкового автомобиля. Педаль сцепления установлена на валу, соединенном с рычагом,

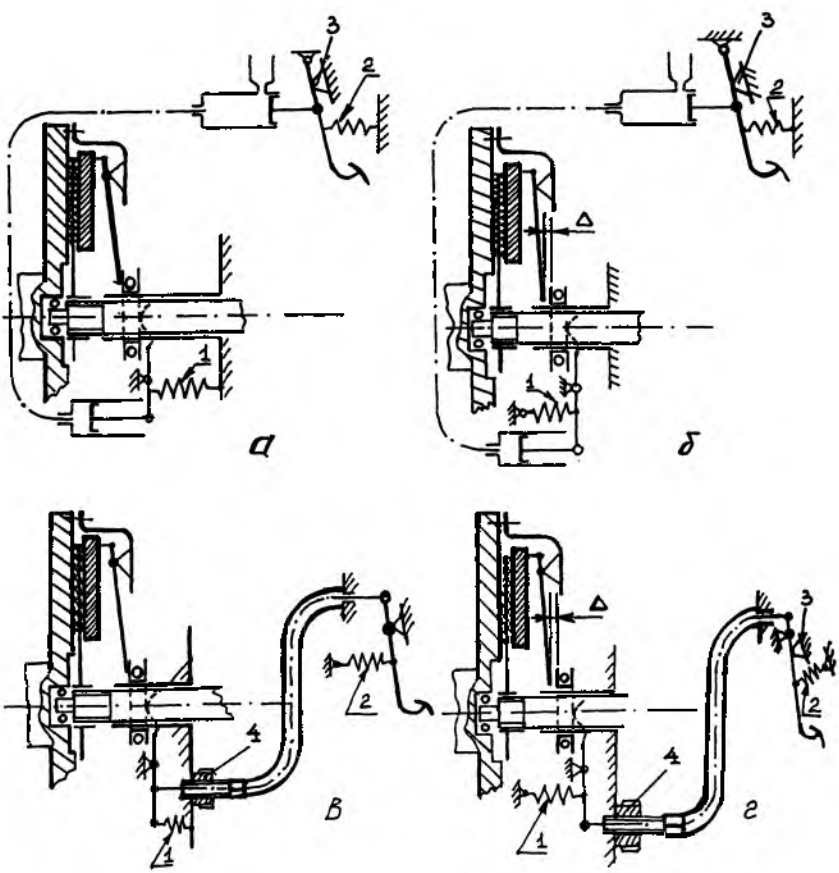


Рис. 2.14. Конструктивные схемы приводов сцепления
а и *б* – гидравлический привод; *в* и *г* – тросовый привод; *а* и *в* – привод без зазора; *б* и *г* – привод с зазором

который шарнирно соединяется с внутренним концом троса. Трос скользит в оболочке, покрытой изнутри противозадирным, антифрикционным покрытием. Нижний конец троса взаимодействует с рычагом вилки сцепления. Места входа и выхода троса в оболочку защищают чехлами. При нажатии на педаль рычаг вытягивает трос из оболочки, нижний конец троса поворачивает вилку, выключая сцепление.

Для регулировки зазора в сцеплении, которая необходима при сборке и эксплуатации, предусмотрено изменение длины оболочки. С этой целью оболочку снабжают винтовым наконечником, с которым через резьбу соединена регулировочная втулка *4*.

Если угол изгиба троса невелик, а радиус закругления не слишком мал, то такой привод имеет достаточно высокий КПД и долговечность.

Очевидно, что, наряду с упругостью привода, на величину рабочего хода педали влияет длина ее свободного хода, который может составлять до 20% от общего. Уменьшать свободный ход запрещает минимально допустимая величина зазора между механизмом сцепления и подшипником выключения. Однако существуют конструкции, в которых этот зазор вообще отсутствует. Ни форсированного износа подшипника выключения сцепления, ни падения коэффициента запаса сцепления при этом не происходит, поскольку во включенном состоянии сцепления сила, действующая на этот подшипник, минимальна, а конструктивные ограничения на возможное удаление подшипника от маховика сняты. В беззазорном гидравлическом приводе, показанном на *рис. 2.14 а*, подшипник выключения сцепления при работающем двигателе постоянно вращается, поджатый пружиной *1*, и по мере износа ведомого диска сцепления удаляется от него, не встречая никаких препятствий. Избыток жидкости при этом возвращается в бачок. Некоторый свободный ход педали все же имеется и определяется ходом поршня в главном цилиндре, необходимым для перекрытия отверстия, связывающего полость цилиндра с бачком. В конструктивной схеме, показанной на *рис. 2.14 б*, пружина *1* отводит подшипник выключения сцепления, поддерживая наличие зазора.

В случае применения беззазорного тросового привода (*рис. 2.14 в*) дозированное прижатие подшипника к рычажкам выключения сцепления осуществляется пружинами *1* и *2*, а упор, фиксирующий педаль в свободном положении (в предыдущих конструктивных схемах он отмечен позицией *3*), отсутствует. По мере изнашивания ведомого диска педаль перемещается назад, внутрь салона. Время от времени ее необходимо возвращать на место, укорачивая длину оболочки троса. В показанной на *рис. 2.14 г* конструкции тросового привода с зазором пружина *2* фиксирует положение педали, соответствующее включенному положению сцепления, а пружина *1*, действуя в том же направлении, обеспечивает отвод подшипника выключения сцепления.

На тяжелых автомобилях обязательным элементом привода сцеплений является усилитель, который уменьшает усилие на педали. Наиболее распространены пневматические усилители привода сцепления.

2.7. Автоматические сцепления

Гидравлический механизм, способный без управления водителем обеспечивать плавное трогание автомобиля с места, называется гидромуфтой. Показанная на *рис. 2.15* гидромуфта имеет два колеса с радиально расположенными лопатками, одно из которых *1*, называемое насосным, соединено с валом двигателя, а другое *2* – турбинное – с валом трансмиссии. Внутренняя полость лопастных колес, снабженная уплотнением *3*, имеет форму тора и заполнена рабочей жидкостью.

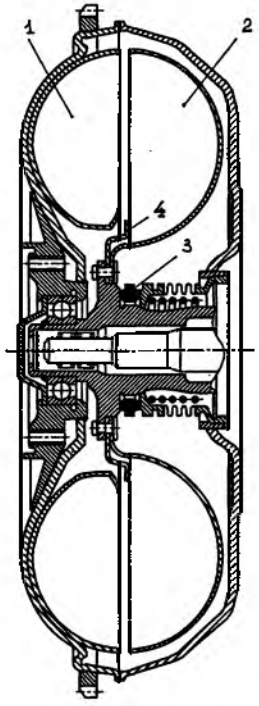


Рис. 2.15. Гидромуфта

При вращении вала двигателя связанное с ним лопастное колесо, действуя аналогично центробежному насосу, увеличивает скорость потока жидкости и отбрасывает ее к периферии, откуда жидкость попадает в турбинное колесо. Проходя через турбинное колесо и увлекая его во вращение относительно оси гидромуфты, рабочая жидкость передает ему часть своей кинетической энергии и снова возвращается в насосное колесо. Эффективность переноса энергии от насосного колеса к турбинному зависит от соотношения частот их вращения.

На низких частотах вращения вала двигателя скорость жидкости мала, а круг ее циркуляции смещается к оси вращения, где в значительной степени разрушается специально установленным кольцевым порогом *4*, при этом передаваемый гидромуфтой крутящий момент становится настолько мал, что автомобиль при включенной передаче стоит на месте. Для его трогания достаточно увеличить частоту вращения вала двигателя. По мере разгона автомобиля разница частот вращения насосного и турбинного колес уменьшается, однако при движении автомобиля в тяговом режиме (под действием крутящего момента двигателя) никогда не становится равной нулю. На высоких частотах вращения отставание турбинного колеса от насосного составляет 2–7%.

Так же просто осуществляется трогание при центробежном сцеплении. Один из вариантов такого механизма показан на *рис. 2.16 а*. Он состоит из колодок *4*, установленных на маховике *1* с возможностью их радиального перемещения и прижимаемых к маховику пружинами *3*. Колодки снабжены фрикционными накладками. Снаружи колодок расположен барабан *5*. Между барабаном и колодками имеется зазор.

Массы колодок и усилия пружин подобраны таким образом, что на близких к холостому ходу двигателя частотах вращения колодки прижаты к маховику. Но при увеличении частоты вращения вала двигателя колодки расходятся, касаются барабана и трением увлекают его за собой.

Известны конструкции центробежных сцеплений, базирующиеся на обычных дисковых механизмах. У них вместо пружин на нажимной диск действуют центробежные грузы.

И гидромуфта, и центробежные сцепления, обеспечивая трогание автомобиля, не позволяют переключать передачи, так как не могут размыкаться на больших скоростях вращения. К тому же момент инерции их ведомых частей недопустимо велик. Поэтому иногда в таких конструкциях последовательно с ними ставят обычное фрикционное сцепление, управляемое педалью. Смысл такого решения заключается в автоматизации наиболее сложного для водителя этапа управления сцеплением при трогании автомобиля.

В центробежных сцеплениях вместо второго сцепления иногда устанавливают муфту свободного хода (*2* на *рис. 2.16 а*), которая может передавать крутящий момент только в одном направлении

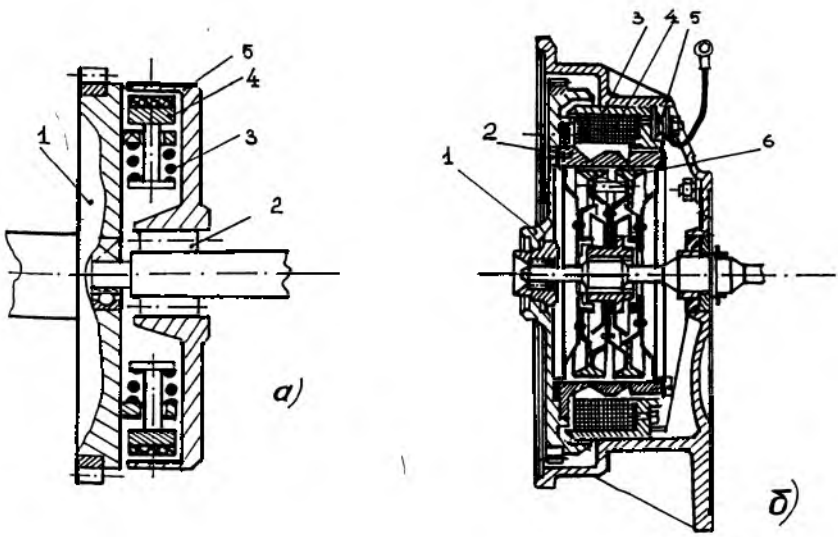


Рис. 2.16. Автоматические сцепления
а — центробежное; *б* — электропорошковое

и при отпускании педали подачи топлива в двигатель размыкается, позволяя осуществлять переключение коробки передач. Особенности конструкции таких муфт анализируются в главе *6*.

Естественно, что описанные конструкции дороже и сложнее обычных. К этому надо добавить, что в них приходится вводить устройства для обеспечения режима торможения двигателем и его запуска буксировкой.

Особенности процесса включения сцепления зависят от многих факторов. Так, например, в легких условиях (хорошая дорога, порожний автомобиль) водитель отпускает педаль сцепления медленно и устанавливает двигателю невысокую частоту вращения. В тяжелых же условиях педаль отпускается очень быстро, а двигатель работает на больших частотах вращения. Поэтому устройства, создаваемые для автоматизации управления обычными сцеплениями, должны быть многорежимными и получаются довольно сложными и дорогими. Область их применения обычно ограничивается автомобилями, предназначенными для инвалидов.

В связи с тем что процесс включения сцепления относительно сложен, предпринимались попытки использовать для управления сцеплением электрический ток, так как управлять самим током сравнительно просто. Различных технических решений было много, однако до конкурентоспособного состояния довести их не удалось. Одной из наиболее удачных конструкций является электромагнитное порошковое сцепление (*рис. 2.16 б*). К маховику *1* прикреплен ведущий магнитопровод *2*, а в картере сцепления установлен неподвижный магнитопровод *3*. При появлении тока в установленной в картере обмотке возбуждения *4*, в контуре, образованном неподвижным магнитопроводом *3*, маховиком *1* и ведущим магнитопроводом *2*, возникает магнитное поле, в которое попадает ведомый магнитопровод *6*. В зазоре между ведущим и ведомыми магнитопроводами находится специальный порошок. При воздействии магнитного поля между частицами порошка, а также между ними и поверхностью магнитопроводов возникают силы притяжения, которые уплотняют порошок, делая его способным передавать окружную силу при помощи трения. Управляя током в обмотке, можно управлять крутящим моментом, передаваемым сцеплением. Недостатком такого сцепления являются постепенный «износ» порошка вследствие буксования, при котором частицы порошка слипаются и теряют рабочие свойства. Кроме того, большой момент инерции ведомых частей и постоянное потребление электроэнергии ограничивают применение подобных конструкций.

Глава 3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1. Назначение коробки передач

Как было отмечено выше, характеристики двигателя внутреннего сгорания далеки от оптимальных, а его мощностные (*рис. 1.1*) и топливно-экономические (*рис. 1.2*) показатели существенно зависят от режима работы. В процессе движения нагрузка на двигатель зависит от скорости и ускорения автомобиля, количества пассажиров и массы перевозимого груза, качества дорожного покрытия и других факторов. Для каких-либо заранее известных условий движения можно подобрать оптимальное передаточное число трансмиссии, при котором двигатель будет работать на режиме, близком к режиму максимальной мощности (наряду с высокой мощностью этот режим будет характерен малыми удельными расходами топлива). Однако в процессе эксплуатации автомобиля условия движения все время меняются, и если на снижение внешней нагрузки водитель может отреагировать уменьшением подачи топлива (удельный расход топлива при этом возрастет), то заметное возрастание нагрузки из-за малого коэффициента приспособляемости двигателя компенсировать будет нечем и двигатель просто заглохнет. Если для снижения вероятности этой ситуации установить в трансмиссию более мощный (развивающий больший крутящий момент) двигатель, то в оговоренных выше условиях движения он будет потреблять больше топлива и, следовательно, ухудшатся топливно-экономические характеристики автомобиля.

Поэтому в трансмиссии целесообразно иметь некоторое устройство, способное изменять ее передаточное число и таким образом в случае необходимости преодоления повышенных сопротивлений движению повышать крутящий момент на ведущих колесах. Эту функцию и выполняет коробка передач, обычно представляющая собой переключаемый зубчатый редуктор.

Вторым назначением коробки передач является реверсирование (изменение направления) крутящего момента для обеспечения движения автомобиля задним ходом. И наконец, третья функция коробки передач – обеспечение долговременного разобщения двигателя и движителя, что часто требуется, например, при прогреве двигателя или использовании его на неподвижном автомобиле для привода дополнительного оборудования.

3.2. Требования к коробкам передач

Важнейшими показателями, характеризующими коробку передач, являются число передач и диапазон передаточных чисел.

Диапазоном передаточных чисел коробки передач называется отношение наибольшего и наименьшего их значений. Чем разнообразнее дорожные условия, для которых предназначен автомобиль, и чем меньше удельная (отнесенная к полной массе автомобиля или автопоезда) мощность его двигателя, тем большим должен быть диапазон передаточных чисел коробки передач. Диапазоны передаточных чисел современных коробок передач составляют: 3,1—4,2 для легковых автомобилей, 5—8 для автобусов и грузовых автомобилей, работающих без прицепа, и 10—20 для тягачей и автомобилей высокой проходимости.

Число передач непосредственно связано с диапазоном передаточных чисел (чем он шире, тем больше передач в коробке). На число передач оказывает влияние не только тип автомобиля и мощность его двигателя, но и характер протекания скоростной характеристики (чем меньше коэффициент приспособляемости двигателя, тем большим должно быть число передач).

Число передач и диапазон передаточных чисел во многом определяют степень реализации предъявляемых к коробке передач требований, среди которых помимо общих, касающихся каждого узла автомобиля, следующие:

1. *Обеспечение высоких тягово-скоростных и топливно-экономических качеств автомобиля.* Выполнение этого требования может быть достигнуто увеличением ширины диапазона передаточных чисел коробки передач, большим количеством передач и правильным выбором их передаточных чисел.

2. *Легкость и удобство управления.* Для обеспечения этого требования стараются избегать слишком большого количества передач, что требует частого их переключения, отвлекает и утомляет водителя, а кроме того, может увеличить время разгона. Немаловажно и то, что при большом количестве передач (свыше 6—8) водитель не всегда может правильно определить, какая из них является оптимальной в данных условиях движения.

3. *Высокий коэффициент полезного действия.* Для реализации этого требования конструкция должна быть достаточно простой, с минимальным числом работающих (передающих крутящий момент) шестерен на каждой передаче.

4. *Низкий уровень шума.* Это качество коробки передач оказывает серьезное влияние на комфортабельность автомобиля.

3.3. Классификация коробок передач

В соответствии с возможными отличиями конструкций коробки передач принято классифицировать следующим образом:

1. По количеству передач они бывают двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д. (обычно число передач не превышает 10, иногда достигает 16, а крайне редко даже 20).

2. По способу установки валов различают коробки передач с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные, имеющие валы обоих типов. Наиболее распространены первые конструкции, отличающиеся относительной простотой, малой стоимостью и высоким КПД. Планетарные коробки передач имеют меньшие габариты и массу и широко применяются в гидромеханических передачах, а также в виде дополнительных коробок передач – демультипликаторов.

3. Коробки передач с неподвижными осями валов по количеству валов делятся на двухвальные, трехвальные и многовальные.

4. По способу управления различают коробки передач с прямым и преселекторным управлением.

3.4. Конструкция коробок передач

Обычная коробка передач представляет собой механизм, шестерни которого образуют зубчатые пары, которые можно тем или иным образом поочередно включать и выключать из работы, меняя, таким образом, передаточные числа.

3.4.1. Тип шестерен и способы включения передач

В коробках передач используются прямозубые и косозубые шестерни. Косозубые шестерни долговечнее прямозубых, создают меньший шум и, несмотря на наличие при их работе осевых сил, практически вытеснили прямозубые, которые применяются лишь в передачах заднего хода и иногда в первых передачах, которые, как правило, работают очень короткое время.

Тип шестерен оказывает влияние на выбор способа включения передач. Возможны следующие способы включения передач: осевым перемещением шестерни, зубчатой муфтой, с помощью синхронизатора или фрикционными элементами. В одной коробке передач обычно применяют несколько способов включения.

Переключение передач осевым перемещением (*рис. 3.1 а*) лучше всего подходит для прямозубых шестерен (шестерни при таком способе включения передач устанавливают на валу на шлицах, и для введения в зацепление косозубых шестерен шлицы пришлось бы делать винтовыми). Этот способ наиболее прост в конструктивном отношении и требует минимальных осевых размеров коробки. Однако из-за несовпадения окружных скоростей шестерен в момент включения возможен удар, энергию которого приходится воспринимать небольшому числу зубьев, что приводит к значительному их износу. Данный способ, широко распространенный ранее, в настоящее время применяется редко и только на низших передачах и передачах заднего хода.

Большую долговечность обеспечивает способ включения, при котором обе шестерни установлены на валах неподвижно в осевом направлении, но одна из них свободна относительно вала в окружном направлении. Для включения передачи эту шестерню соединяют с валом при помощи зубчатой муфты (*рис. 3.1 б*). Ударное включение при неодинаковых угловых скоростях шестерни и вала возможно и в этом случае, но энергия удара здесь воспринимается всеми зубьями муфт. Однако при невысокой квалификации водителя такой способ не может обеспечить необходимой долговечности шестерен часто включаемых передач.

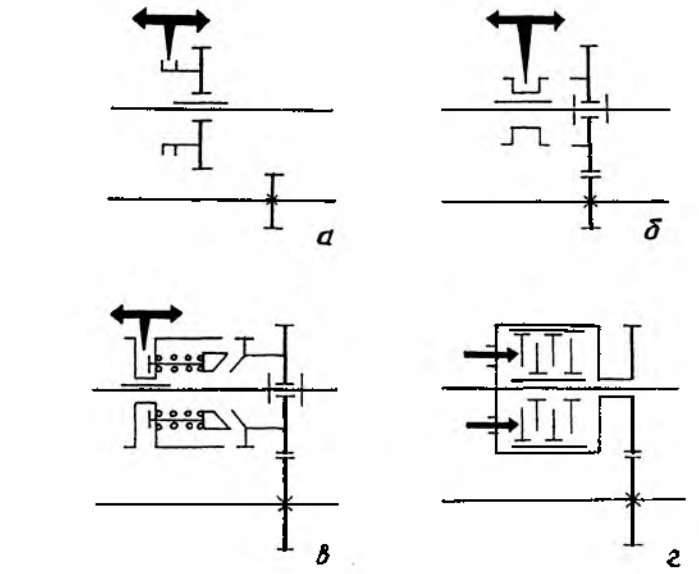


Рис. 3.1. Способы включения передач
а — осевым перемещением шестерни; *б* — зубчатой муфтой; *в* — синхронизатором; *г* — фрикционной муфтой

В современных конструкциях, по крайней мере, для включения высших передач используют синхронизаторы, которые исключают ударные нагрузки, так как не допускают соединения зубьев муфт при различии их угловых скоростей (*рис. 3.1 в*). Кроме того, синхронизаторы, принудительно выравнивая скорости зубьев муфт перед включением, заметно сокращают время переключения передач, что, в свою очередь, улучшает динамические (разгонные) показатели автомобиля. Несмотря на значительные усложнения коробки передач и увеличение ее осевых размеров, синхронизаторы имеют широкое применение.

При четвертом, фрикционном, способе для соединения шестерен с валами применяются многодисковые, работающие в смазочном материале фрикционные муфты (*рис. 3.1 г*). Включение фрикционов производится давлением масла, создаваемым специальным насосом и воздействующим на поршень, сжимающий диски. Иногда сжатие дисков осуществляется пружиной, а выключение — давлением жидкости. Такой способ переключения передач имеет большие преимущества. Во-первых, так же как и в случае с использованием синхронизаторов, существенно повышается долговечность шестерен. Во-вторых, процессы включения и выключения передач можно автоматизировать. И наконец, в-третьих, появляется возможность переключения передач без разрыва потока мощности. Оно достигается путем постепенного снижения давления в одном фрикционе, включающем одну передачу, и одновременного пропорционального поднятия давления в другом, включающем другую. Такое переключение повышает комфортабельность автомобиля, а также ценно для автомобилей высокой проходимости, когда в некоторых тяжелых условиях движения разрыв потока мощности при переключении передач может привести к нежелательной остановке движения. Однако такой способ включения передач наиболее сложен, дорог и требует существенного увеличения размеров коробки, поэтому его применение ограничивается в основном областью гидромеханических передач.

3.4.2. Основные конструктивные схемы коробок передач

Наиболее распространенными конструктивными схемами ступенчатых коробок передач являются двухвальная и трехвальная.

На автомобилях классической компоновочной схемы обычно применяют трехвальные коробки передач (*рис. 3.2 а*). Особенностью режима работы дорожных автомобилей является то, что у них почти всегда можно выделить передачу, на которой они проходят большую, иногда подавляющую часть пути. Поэтому основным преимуществом трехвальных коробок является наличие в них так называемой прямой передачи, получающейся при непосредственном соединении первичного *1* и вторичного *3* валов. В этом случае шестерни, подшипники и промежуточный вал *2* практически освобождаются от нагрузок, а первичный и вторичный передают только крутящий

момент. Износ и шум коробки при этом минимальны, а КПД близок к единице. Другим преимуществом трехвальных конструкций является относительная легкость получения большого передаточного числа на низшей (первой) передаче при малом межосевом расстоянии. Это объясняется тем, что передаточное число всех передач, кроме прямой, у таких коробок образуется двумя последовательно работающими парами шестерен, в отличие от одной пары в двухвальных конструкциях.

Двухвальные коробки передач (*рис. 3.3*) конструктивно проще, дешевле и имеют более высокий КПД (только на прямой передаче трехвальная коробка имеет более высокий КПД, чем двухвальная). Однако решающим преимуществом двухвальных коробок передач является простота вывода крутящего момента на любую сторону коробки (переднюю или заднюю или на обе сразу), что в некоторых случаях, например при заднемоторных, переднеприводных и полноприводных конструктивных схемах автомобилей, предоставляет большие компоновочные возможности. Трехвальные коробки для вывода крутящего момента с той же стороны картера, с которой он был подведен, приходится делать более сложными и менее технологичными (*рис. 3.2 б*), и такие конструкции используют крайне редко.

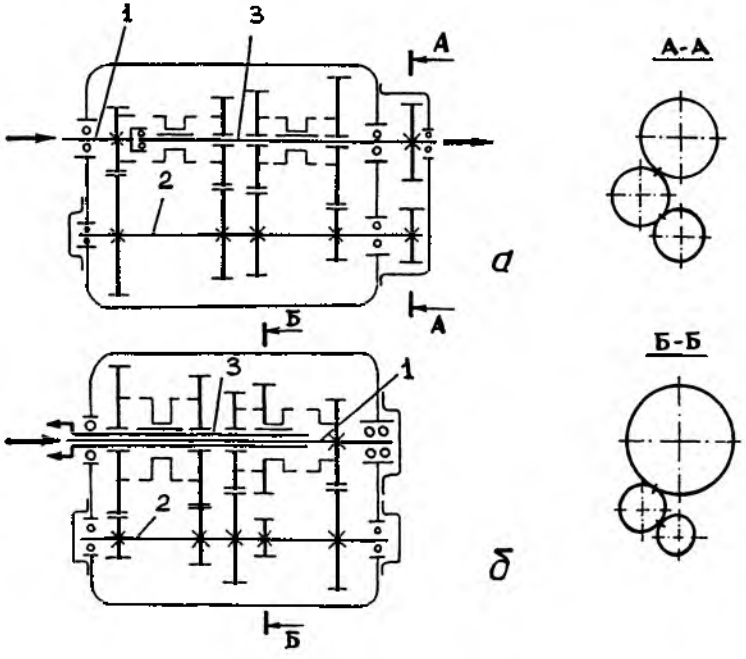


Рис. 3.2. Конструктивные схемы трехвальных коробок передач
а — традиционная; *б* — с коаксиальными валами

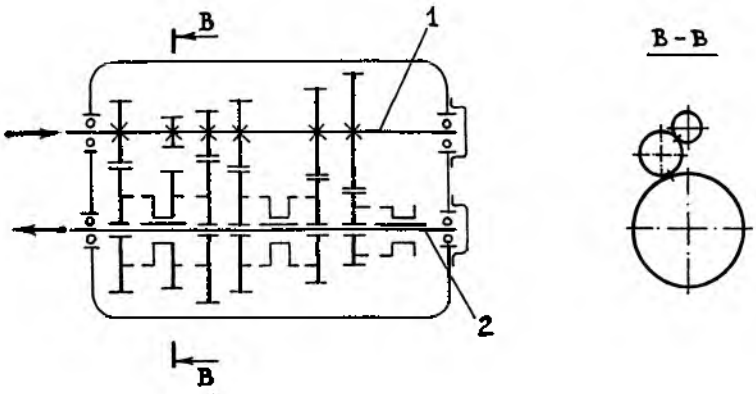


Рис. 3.3. Конструктивная схема двухвальной коробки передач

Для изменения направления крутящего момента и обеспечения возможности движения автомобиля задним ходом между шестернями разных валов вводят одну (*рис. 3.2 а*) или две дополнительные «паразитных» шестерни. Так, в коробке передач, изображенной на *рис. 3.4*, задний ход включается перемещением блока дополнительных шестерен *4*, *5* влево. При этом малая шестерня *5* блока зацепляется с шестерней *2* первой передачи вторичного вала, а большая шестерня *4* с шестерней *3* той же передачи промежуточного вала.

Для получения передачи заднего хода наряду с шестернями низших передач часто используют и специальные шестерни. Например, в коробке передач, изображенной на *рис. 3.5*, блок дополнительных шестерен *10*, *11* неподвижен в осевом направлении и

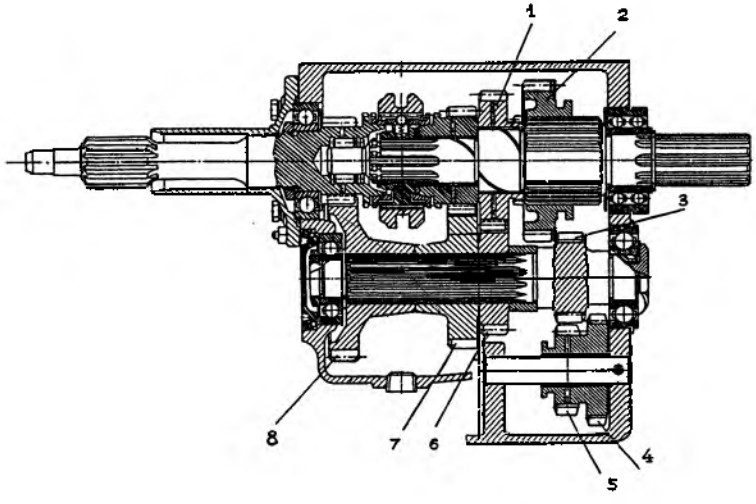


Рис. 3.4. Трехвальная четырехступенчатая коробка передач

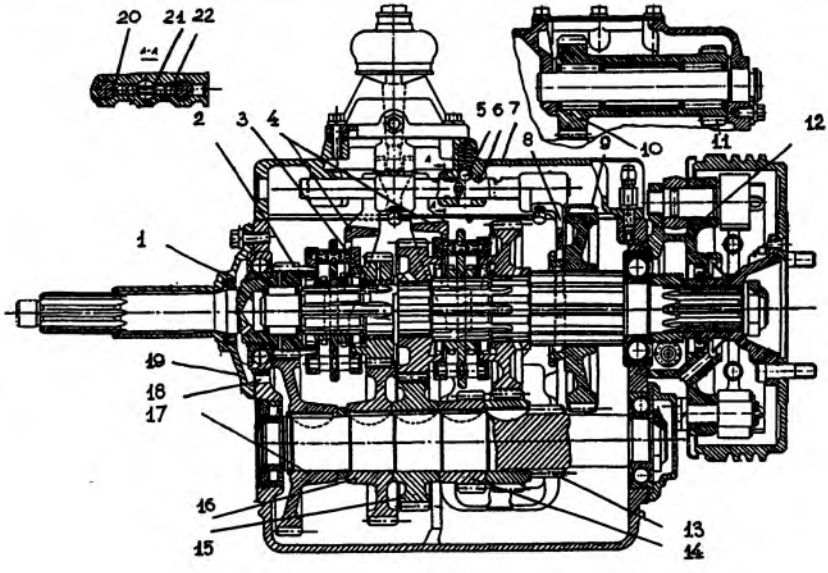


Рис. 3.5. Трехвальная пятиступенчатая коробка передач

постоянно зацеплен своей большой шестерней с шестерней *14* промежуточного вала. Включение задней передачи производится перемещением шестерни первой передачи *9* вторичного вала вправо, где она зацепляется с малой шестерней *11* блока.

Существуют конструкции, в которых с целью повышения долговечности шестерен используется способ включения заднего хода с помощью зубчатой муфты. На *рис. 3.10* приведена такая конструкция. Следует отметить, что шестерня *11* при движении автомобиля вперед вращается в направлении, противоположном направлению вращения вторичного вала, то есть имеет место большая разница их угловых скоростей.

3.4.3. Особенности установки шестерен и валов

В зависимости от способа включения передач шестерни устанавливаются на валы тремя способами: свободно в окружном направлении (*3, 4, 8, 9, 11* на *рис. 3.10*), свободно в осевом направлении (*9* на *рис. 3.5*), а также неподвижно (*14—17* на *рис. 3.5*) или изготавливают заодно с валом (*2, 13* на *рис. 3.5*).

Свободно вращающиеся шестерни сопрягаются с валом через запрессованные в них тонкостенные бронзовые, латунные или стальные омедненные втулки либо иногда работают непосредственно на валу. В случае, если поверхность вала под шестерней сильно расчленена шлицами, применяют толстостенные стальные втулки. Для того чтобы скольжение при этом происходило только между шестерней и втулкой, последнюю затормаживают относительно вала,

например, штифтом (*3* на *рис. 3.5*). В современных конструкциях, несмотря на повышение стоимости, часто применяют установку шестерен на игольчатые подшипники качения, которые обеспечивают большую долговечность подвижной пары «шестерня – вал». Для унификации подшипников применяют втулки (*10*, *12* на *рис. 3.10*).

Осевые силы, возникающие при работе косозубых шестерен и синхронизаторов, обычно передаются на одну из опор вала, специально рассчитанную на восприятие этих сил. Цепочка деталей, участвующих в передаче осевой силы, может быть весьма длинной и включать в себя торцевые шайбы, ступицы синхронизаторов, ступицы других шестерен, стопорные кольца, гайки, болты, различные промежуточные детали. Для повышения долговечности подшипников, нагруженных большими осевыми силами, и для уменьшения их наружного диаметра, позволяющего повысить прочность перемычки картера, расположенной между наружными кольцами подшипников, часто применяются роликовые радиально-упорные подшипники. В некоторых случаях осевые силы воспринимаются торцами роликов радиальных подшипников (*13* на *рис. 3.10*).

Поскольку шестерни, включаемые осевым перемещением, соединяются с валом при помощи шлицев, их иногда используют в качестве зубчатых муфт для включения соседних шестерен, образующих другую передачу (*2* на *рис. 3.4*). Торцы зубьев, обращенные к включаемой шестерне, сильно скругляют с целью уменьшения концентрации напряжений при ударном включении, а также для облегчения вхождения зубьев в зацепление. Аналогичную форму имеют торцы зубьев муфт.

Шестерни промежуточного вала связывают с ним посредством неподвижного шлицевого соединения (*6–8* на *рис. 3.4*), шпонок (*14–17* на *рис. 3.5*) или за счет прессовой посадки (*20–23* на *рис. 3.10*).

Дополнительные шестерни и блоки шестерен, перемещаемые в осевом направлении при включении заднего хода (*рис. 3.4*), обычно устанавливают на подшипниках скольжения.

Как правило, валы коробок передач располагаются в вертикальной плоскости или в плоскости, близкой к ней, что обеспечивает снижение потерь на взбалтывание смазочного материала. Иногда компоновочные соображения, например необходимость уменьшения высоты коробки передач с целью снижения уровня пола в автобусах, вынуждают применять иное расположение валов.

Особенностью шестерни первичного вала трехвальной коробки передач является то, что из-за малых размеров она практически всегда выполняется заодно с валом. Передний конец первичного вала опирается на подшипник, установленный в коленчатом валу двигателя, а другой его конец является опорой для вторичного вала.

Шестерни промежуточного вала трехвальной коробки передач часто делают заодно с валом в виде блока. При этом в легковых автомобилях из-за малого межосевого расстояния, вызывающего затруднения при размещении подшипников, иногда применяют уп-

рощенную конструкцию с полым валом, опирающимся на неподвижную ось через игольчатые подшипники (*рис. 3.6*). Осевые силы в этом случае воспринимаются торцевыми шайбами *6*, установленными относительно корпуса, например, посредством уса, загнутого в паз корпуса. Аналогично установлены и постоянно вращающиеся блоки шестерен заднего хода в конструкции, приведенной на *рис. 3.5*, но ввиду того, что в ней используются прямозубые шестерни *10* и *11*, торцевые шайбы отсутствуют.

Нарушение расчетного взаимного положения шестерен, находящихся в зацеплении, вызывает дополнительный их износ и шум. Деформация валов и картеров, обусловленная передачей крутящего момента, способствует этому. Следовательно, требуется повышенная жесткость этих деталей. Существенного их ужесточения можно добиться за счет сближения опор валов. С этой целью некоторые шестерни выносят за опоры, но, поскольку консольные участки валов отличаются крайне низкой жесткостью, обычно выносятся за опоры шестерни редко используемых передач.

В прогибе валов различают радиальную и угловую компоненты. Радиальная составляющая выражается в раздвижении профилей зубьев, угловая — в их перекосе. Большая угловая составляющая прогиба валов опасна и для подшипников. Поэтому в сильно нагруженных коробках с длинными валами иногда применяют не боящиеся перекосов самоустанавливающиеся подшипники (задний подшипник промежуточного вала на *рис. 3.8*), хотя они дороже и менее долговечны.

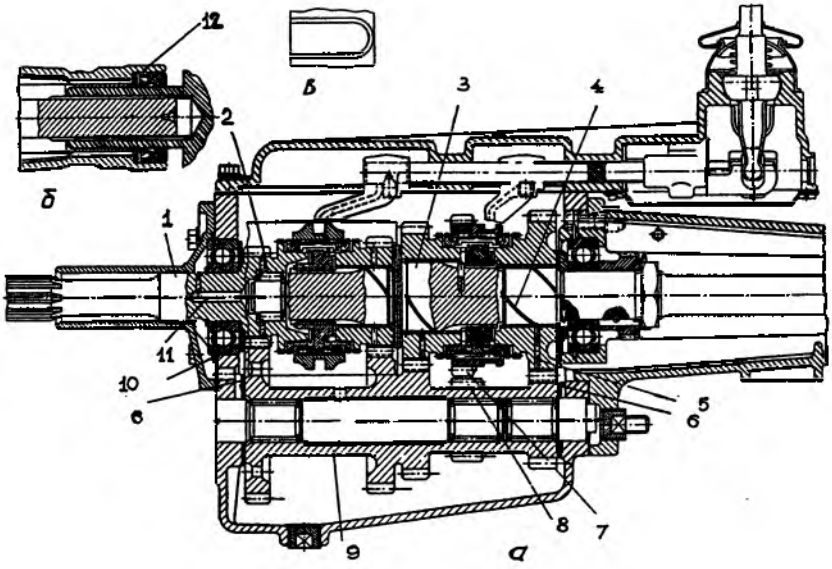


Рис. 3.6. Трехвальная коробка передач легкового автомобиля

3.4.4. Многоступенчатые коробки передач

Автомобили с невысокой удельной мощностью двигателя для обеспечения высоких тягово-скоростных и топливно-экономических качеств снабжаются многоступенчатыми коробками передач. Многоступенчатые (более 5—6 передач) коробки передач, выполненные по обычной схеме, имели бы увеличенные осевые размеры и, следовательно, длинные нежесткие валы, поэтому такие конструкции не получили распространения.

Существенного увеличения числа передач достигают усложнением конструкции коробки или применением дополнительных коробок передач, которые обычно выполняются двухступенчатыми, вследствие чего удваивают общее количество передач. При этом происходит разбиение всех передаточных чисел на два ряда в зависимости от того, какая передача включена в дополнительной коробке.

Разбиение передач на ряды можно делать двояко (*рис. 3.7*). В первом случае (*рис. 3.7 а*) включение в дополнительной коробке передач не равного единице передаточного числа дает передачу, делящую интервал между передаточными числами соседних передач основной коробки таким образом, чтобы все восемь передаточных чисел примерно подчинялись закону геометрической прогрессии. Такие дополнительные коробки называются делителями. Во втором случае (*рис. 3.7 б*), передаточное число первой передачи дополнительной коробки превышает передаточное число первой передачи основной коробки передач. Такие дополнительные коробки называются демультипликаторами.

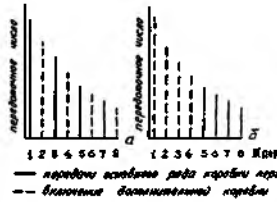


Рис. 3.7. Законы распределения передаточных чисел в многоступенчатых коробках передач
а — при наличии делителя;
б — при наличии демультипликатора

Дополнительные коробки передач могут располагаться перед основной коробкой или позади нее. Удвоения числа передач можно достичь и при выполнении делителя в общем с коробкой передач картере. Каждый вариант имеет свои преимущества и недостатки.

Преимуществом показанного на *рис. 3.8* варианта конструкции с передним расположением дополнительной коробки является возможность удвоения числа передач введением всего одной дополнительной пары шестерен. При этом крутящий момент может подводиться напрямую к первичному валу основной коробки, имеющей пять передач, или посредством шестерен *1* и *4* к промежуточному валу, соединенному в этом случае с вторичным валом еще пятью парами шестерен, считая и постоянную пару основной коробки.

Недостатком переднего расположения дополнительных коробок является невозможность иметь большое передаточное число пони-

жающей передачи, так как в этом случае существенно возрастает крутящий момент, прикладываемый к валам основной коробки передач, что вынуждает увеличивать ее размеры.

Из сказанного следует вывод, что перед основной коробкой передач рационально располагать дополнительные коробки, имеющие небольшое передаточное число, то есть делители.

Конструкция коробки передач, показанной на *рис. 3.8*, предусматривает ее использование как с дополнительной коробкой, так и без нее. Такое решение позволяет применять одну и ту же основную унифицированную коробку передач с делителем на автомобилях-тягачах, имеющих невысокую удельную мощность, и без делителя на одиночных строительных самосвалах.

Автомобиль, коробка передач которого показана на *рис. 3.9*, не имеет модификации в виде самосвала. Поэтому его коробка передач и делитель представляют собой единую конструкцию. Шестерни *1* и *9* образуют постоянную пару коробки передач, а шестерни *10* и *11* образуют дополнительную пару делителя. Особенностью такой схемы является то, что шестерня *1* на четных передачах (кроме восьмой), вращаясь относительно вторичного вала, нагружена значительными радиальными и осевыми силами. Поэтому она установлена на валу при помощи подшипникового узла, имеющего повышенные сложность и размеры.

На больших грузовых автомобилях, коробки передач которых должны иметь большое передаточное число низшей передачи, часто

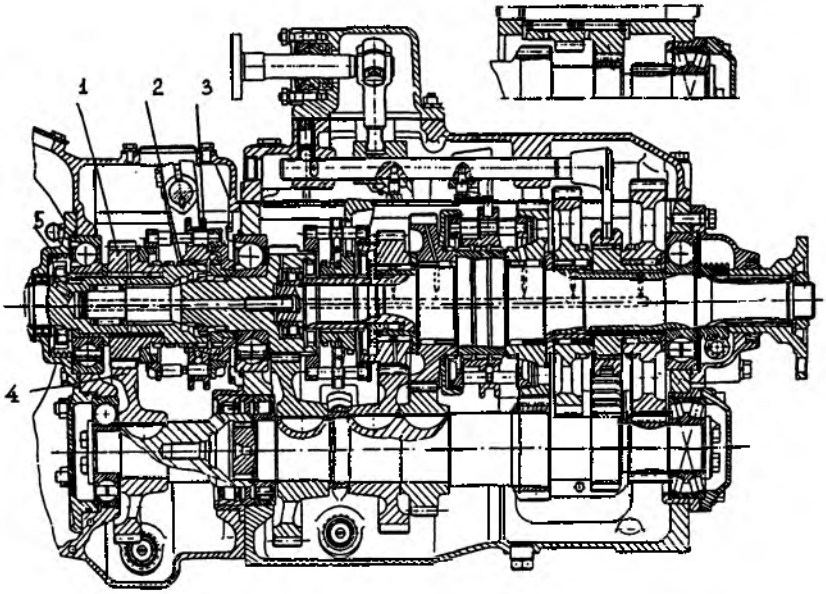


Рис. 3.8. Десятиступенчатая коробка передач с передним делителем

применяют дополнительную коробку – демультипликатор (*рис. 3.10*). Размеры и масса основной коробки, при этом значительно уменьшаются, так как ее наибольшее передаточное число в этом случае снижается в весьма большой степени. Однако демультипликатор должен иметь очень большие размеры, что объясняется его большим передаточным числом, превышающим наибольшее передаточное число основной коробки и большим входным крутящим моментом. Для уменьшения размеров в качестве демультипликаторов применяют планетарные передачи.

Работу планетарных передач удобно изучать при помощи плана скоростей, показывающего соотношение линейных (окружных) и угловых скоростей вращающихся деталей.

На *рис. 3.11* отложена в масштабе (отрезок *АБ*) окружная скорость V_1 зубьев ведущего солнечного колеса *1*. Расстояние *ОА* равняется r_1, а так как угловая скорость $W_1 = \frac{V_1}{r_1}$, следовательно, тангенс угла *АОБ* равен угловой скорости W_1 колеса *1*. Сателлиты *2* зацеплены одновременно с солнечным *1* и эпициклическим *3* колесами. Очевидно, окружная скорость зуба сателлита, зацепленного с солнечным

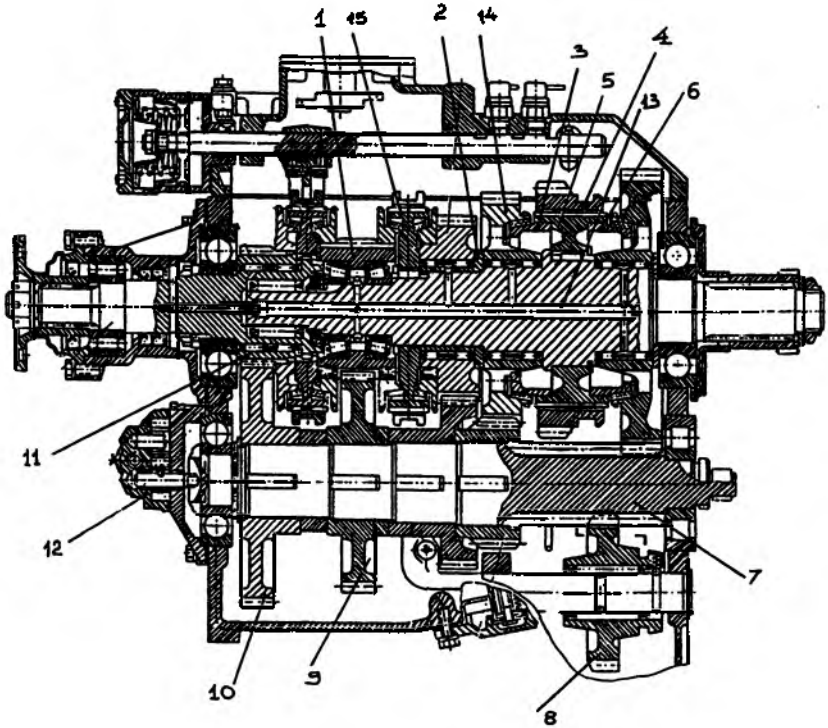


Рис. 3.9. Восьмиступенчатая коробка передач грузового автомобиля

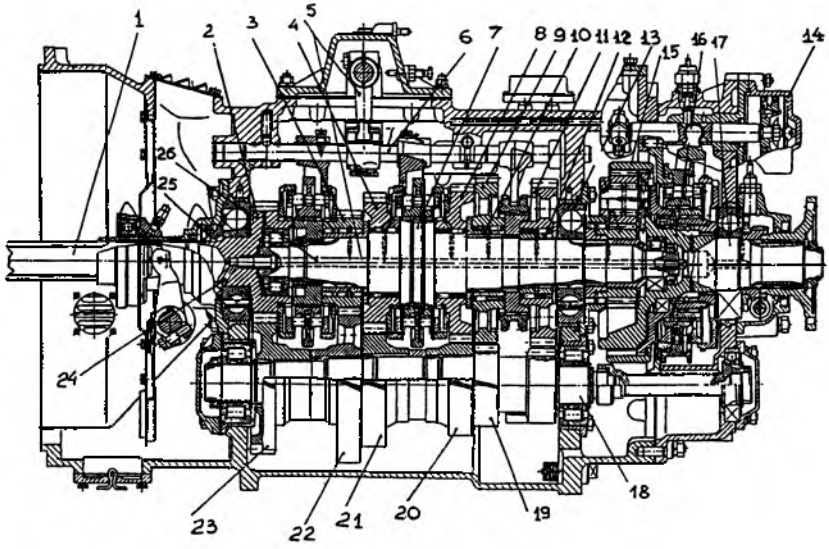


Рис. 3.10. Десятиступенчатая коробка передач с задним дополнительным редуктором

колесом, будет равна V_1, а окружная скорость зуба, зацепленного с неподвижным колесом, будет равна нулю. Поэтому окружная скорость любой точки сателлита, лежащей на линии *ЕЖ*, будет определяться горизонталью, проведенной на соответствующей высоте между отрезками *АВ* и *БВ*. Для оси сателлита, расположенной на радиусе r_4, окружная скорость V_4 выражается отрезком *ГД*. Угловая скорость объединяющего оси сателлитов водила *4* равна $\frac{V_4}{r_4}$, сле-

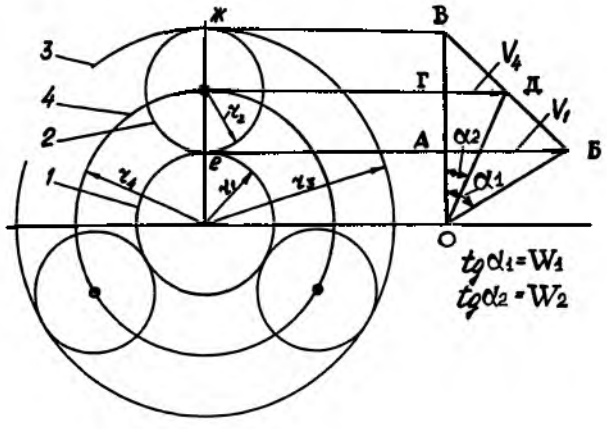


Рис. 3.11. Анализ передаточных чисел планетарной передачи демультипликатора

довательно, равна тангенсу угла *ГОД*. Из плана скоростей видно, что угол *АОБ*, выражающий угловую скорость ведущего солнечного колеса, больше угла *ГОД*, выражающего угловую скорость ведомого звена – водила. На основании изложенного можно сделать вывод, что при ведущем солнечном и остановленном эпициклическом колесах простейший одинарный планетарный ряд является понижающим редуктором.

В демультипликаторе коробки передач, изображенной на *рис. 3.10*, синхронизатор *17*, находящийся в левом положении, соединяет с корпусом эпициклическое колесо *15*, что соответствует включению низшей передачи демультипликатора. Перемещение синхронизатора вправо приведет к жесткому соединению эпициклического колеса с водилом *16*, то есть к блокировке планетарного ряда, при которой его передаточное число равняется единице.

Особенности конструкции и работы более сложных планетарных передач изложены в главе 4.

3.4.5. Синхронизаторы

Как отмечалось выше, при включении передачи синхронизаторы принудительно выравнивают угловые скорости шестерни и вала (или двух валов) и не допускают их соединения до окончания этого процесса. Тем самым они увеличивают долговечность зубчатых муфт, снижают утомляемость водителя и сокращают время включения передачи.

Конструктивные отличия синхронизаторов, применяющихся в настоящее время, довольно велики, но принцип их действия одинаков. Например, один из наиболее распространенных в настоящее время синхронизаторов с толкающими сухарями (*рис. 3.12*) содержит ступицу *4*, установленную неподвижно на вторичном валу, и подвижную в осевом направлении муфту *3*. Наружный зубчатый венец ступицы в трех местах прерван пазами, в которых находятся сухари *2*. Сухари могут скользить в пазах в осевом направлении, а в радиальном направлении разжимаются изнутри двумя кольцевыми пружинами *6*, так что выступы, имеющиеся на наружных поверхностях сухарей, заходят в кольцевую канавку на внутреннем зубчатом венце подвижной муфты *3*, образуя фиксатор.

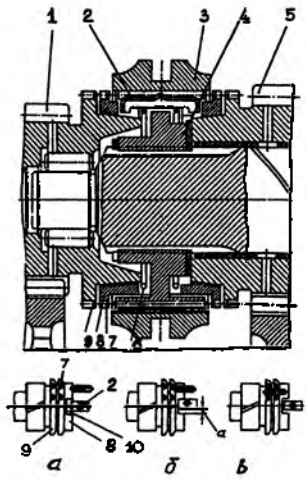


Рис. 3.12. Синхронизатор с толкающими сухарями

По бокам ступицы расположены блокирующие кольца *8*, свободно опирающиеся своими внутренними конусами на конусы шес-

терен *1* и *5*. Коническая поверхность колец *8* снабжена нарезкой, предназначенной для увеличения трения путем разрушения пленки смазочного материала на сопряженных конусах при их сжатии. На наружной поверхности колец *8* имеются зубья *7*, аналогичные зубьям ступицы *4* и отличающиеся от них специальным треугольным (в плане) профилем торца, обращенного к подвижной муфте. Такой же профиль имеют торцы зубьев подвижной муфты *3*. Кроме этого блокирующие кольца имеют по три торцевых окна *10*, в которых размещаются концы сухарей *2*. При этом ширина окон превышает ширину сухарей, и образовавшийся зазор «*а*» (*рис. 3.12 б*) позволяет кольцам смещаться в окружном направлении относительно ступицы, а следовательно, и относительно подвижной муфты.

Шестерни *1* и *5* помимо конусов, контактирующих с конусами блокирующих колец, имеют зубчатые муфты *9*, посредством которых они зацепляются с подвижной муфтой и далее через ступицу с вторичным валом.

При включении какой-либо передачи водитель, воздействуя на рычаг управления коробкой передач, через механизм управления прикладывает к вилке, входящей в кольцевой паз муфты *3*, осевую силу, перемещая вилку вместе с муфтой. Муфта, захватывая выступы сухарей *2*, толкает их, и они своими торцами прижимают блокирующее кольцо к конусу шестерни *1*. Так как в общем случае включения передачи угловая скорость включаемой шестерни не совпадает со скоростью вала (в нашем примере не совпадают угловые скорости двух валов), то блокирующее кольцо, увлеченное трением о конус шестерни, повернется в окружном направлении вперед или назад относительно подвижной муфты. При этом величина поворота, определяемого зазором «*а*», такова, что скошенные поверхности треугольного профиля зубьев *7* блокирующего кольца и подвижной муфты оказываются друг против друга. Дальнейшее осевое смещение муфты приводит к тому, что выступы сухарей выходят из впадин подвижной муфты, а наклонные торцы зубьев муфты и кольца входят в соприкосновение. После этого приложенная к муфте осевая сила передается непосредственно на блокирующее кольцо, вызывая усиленное прижатие его к конусу шестерни *1* и возникновение значительного момента трения $M_т$. Под действием момента $M_т$ шестерня получает угловое ускорение $w_ш$ и ее скорость начинает уравниваться со скоростью вала. Кроме угловой скорости шестерни при этом изменяется угловая скорость и других связанных с ней деталей. Такими оказываются все, или почти все, шестерни коробки, промежуточный и первичный вал с ведомым диском сцепления.

Так как осевая сила передается через наклонные грани торцов зубьев, то возникает поворачивающий кольцо момент $M_п$, стремящийся поставить впадины кольца против зубьев муфты, тем самым позволить последним пройти к зубчатой муфте *9* шестерни и соединить ее с валом до выравнивания их скоростей. Однако этому

препятствует инерционный момент движущейся ускоренно шестерни M_j, который увлекает кольцо *8* в противоположном направлении. Величина инерционного момента $M_j = J \cdot w$, где J — момент инерции шестерни и приведенный к ней момент инерции кинематически связанных с ней деталей.

Причиной, обуславливающей появление и величину углового ускорения w, является момент трения $M_т$. Поэтому $M_j = M_т$, из чего следует, что для предотвращения преждевременного включения зубчатых муфт *3* и *9*, то есть для блокировки синхронизатора на период выравнивания угловых скоростей, достаточно, чтобы величина $M_п$ была не больше чем $M_т$. Так как оба момента линейно зависят от осевой силы включения, то это достигается выбором угла наклона скошенных граней торцов зубьев, угла конуса блокирующего кольца и шестерни с учетом коэффициента трения и радиусов действия сил.

При соблюдении этого условия любое увеличение усилия на рычаге коробки передач, а следовательно, и на подвижной муфте не может привести к разблокированию синхронизатора, так как одновременно с увеличением поворачивающего момента пропорционально увеличиваются моменты M_j и $M_т$. Единственным результатом увеличения усилия явится лишь ускорение процесса синхронизации.

После завершения синхронизации становится равной нулю величина w, а следовательно, и M_j, и начинается процесс разблокирования синхронизатора. При этом из-за отсутствия M_j момент $M_т$ уже не препятствует повороту кольца *8* и прохождению сквозь него зубьев муфты *3* к муфте *9* шестерни.

Завершается процесс включения введением подвижной муфты в зацепление с муфтой *9*, зубья которой для облегчения включения также имеют скошенные торцы.

Синхронизатор того же типа, но более позднего времени разработки (*рис. 3.13*) отличается от описанного конструкцией фиксатора, состоящего из подпружиненного шарика *4*, располагающегося в отверстии плоского сухаря *5*, и наличием спиральных пружин *7*, удерживающих блокирующие кольца *2* на ступице все время, кроме периодов блокирования синхронизатора, синхронизации угловых скоростей и разблокирования синхронизатора. Так как при этом кольца *2* подавляющую часть времени не касаются конусов шестерен, то КПД коробки передач несколько повышается. Большое внимание уде-

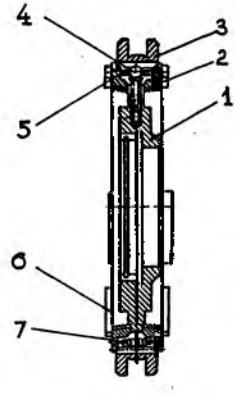


Рис. 3.13. Вариант конструкции синхронизатора с толкающими сухарями

лено укорочению синхронизатора, для чего, в частности, исключено взаимное расположение зубьев подвижной муфты *3* и колец *2*, соответствующее их расположению на *рис. 3.12 а*, при котором между торцами указанных зубьев имелся осевой зазор. Для устранения перекосов и заеданий при движении подвижной муфты *3* по узкой ступице *1* последняя имеет уширения, выполненные в виде выступов *6*, располагающихся с зазором в выемках зубчатого венца колец *2*. На *рис. 3.9* плоскость разреза синхронизаторов проведена через указанные выступы. Синхронизатор низших передач этой коробки имеет аналогичное устройство. Блокирующие кольца *3*, *6* взаимодействуют с подвижной муфтой *4*, объединенной с ведомой шестерней заднего хода через сухари, расположенные в пазах ступицы *5*. На рисунке сухари не показаны.

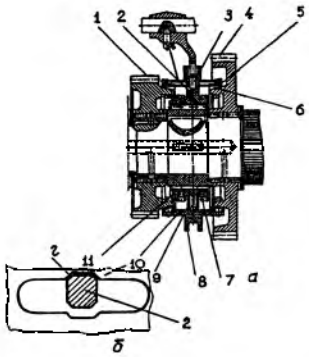


Рис. 3.14. Синхронизатор коробки передач тяжелого грузового автомобиля

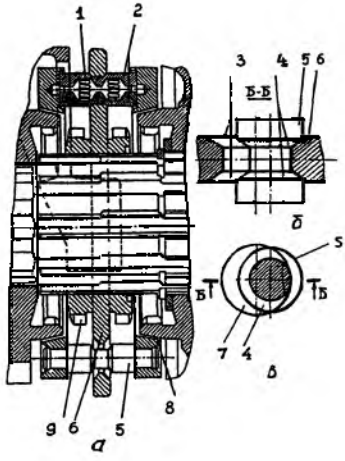


Рис. 3.15. Синхронизатор пальцевого типа

Еще одна конструкция синхронизатора показана на *рис. 3.14*. Ступица *11* может перемещаться на шлицах вдоль вторичного вала и имеет зубчатые муфты *7* для соединения с шестернями *1* и *4*. Кроме муфт она имеет по четыре коротких *9* и длинных *2* радиальных выступа. Длинные выступы через штифты *3* соединяют ступицу с кольцом *8*, в канавку которого входит вилка управления синхронизатором. Между ступицей *11* и кольцом *8* размещается корпус синхронизатора *10*. Он представляет собой цилиндрическое тело, имеющее прорези специальной формы, внутри которых располагаются длинные выступы *2* ступицы (*рис. 3.14 б*). Прорези корпуса состоят из крайних узких частей и более широкой средней части, соединяющейся с узкими через наклонные поверхности «*г*». Ширина узких частей прорези немного больше ширины длинных выступов ступицы.

На концах корпуса закреплены бронзовые конусы трения *5*, имеющие, как и у описанного ранее синхронизатора, резьбу для разрушения масляной пленки. Так как поверхность колец в данном случае велика и объем снимаемого масла значителен, то резьба дополнена маслосбор-

ными карманами *6*, представляющими собой прорези в теле колец. Корпус синхронизатора связан со ступицей посредством шариковых фиксаторов, расположенных в коротких выступах *9* ступицы.

Работает синхронизатор аналогично предыдущему, но блокировка его и образование поворачивающего момента происходят на наклонных поверхностях «*г*» прорезей корпуса.

На *рис. 3.15* показана конструкция синхронизатора, отличающаяся от предыдущей отсутствием специального корпуса. Его роль выполняют три пальца *5*, связывающие конусы трения *8*, рабочая поверхность которых аналогична поверхности колец *5* на *рис. 3.14*. Пальцы *5* свободно входят в отверстия *7* диска *6* ступицы. Отверстия *7* имеют сильно развитые конические фаски *3*, а пальцы – утонение в средней части и два конуса *4* (*рис. 3.15 б, в*). Центрирование конусов трения относительно ступицы и гарантированная их посадка на конусы шестерен в начале блокировки синхронизатора осуществляются посредством трех фиксаторов, каждый из которых состоит из двух полукорпусов *2*, образующих совместно тело вращения, разрезанное плоскостью, проходящей через его ось. Тело, образованное полукорпусами, имеет в средней части утоненную шейку и два конуса. Полукорпусы вставлены в отверстие диска ступицы так, что шейка контактирует с цилиндрической поверхностью, а конусы – с большими фасками отверстия, прижимаясь к ним под действием двух спиральных пружин *1*. Между полукорпусами при этом имеется зазор.

При включении передачи диск ступицы через конусы полукорпусов фиксаторов и их торцы прижимает один из конусов трения к конусу соответствующей шестерни. Блокировка синхронизатора происходит путем окружного смещения конуса трения относительно диска ступицы. При этом один из конусов *4* пальцев *5* (*рис. 3.15 а, б*) прижимается к фаске *3* отверстия *7* по некоторой наклонной линии (образующей конуса), на которой и возникает поворачивающий момент, разблокирующий синхронизатор после выравнивания угловых скоростей и исчезновения инерционного момента. В процессе разблокирования синхронизатора фаски *3* отверстий *7* под действием осевой силы, приложенной к диску *6*, давят на конусы *4*, отодвигая их в окружном направлении и позволяя ступице через зубчатую муфту *9* соединить шестерню с валом. Сжимаемые фасками полукорпусы *2* фиксатора при этом сближаются.

Иногда для увеличения прочности и долговечности синхронизаторов применяют не три, а шесть пальцев, жестко связывающих конусы трения. В этом случае после окончания процесса блокирования синхронизатора, когда конус трения прижат к конусу включаемой шестерни, его фиксация относительно диска должна происходить сразу по шести конусам пальцев, что предъявляет слишком высокие требования к точности изготовления деталей. Поэтому используют фиксацию только по конусам трех пальцев, а конусы трех других делают более острыми, не способными вступить в контакт с фасками диска. Такая конструкция использована в коробке передач, показанной на *рис. 3.10*.

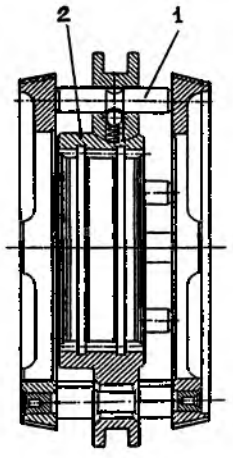


Рис. 3.16. Вариант конструкции синхронизатора пальцевого типа

Конструкция синхронизатора, представленная на *рис. 3.16*, аналогична предыдущей, но имеет *4* фиксатора, состоящих из пальцев *1*, имеющих возможность скользить в отверстии диска ступицы *2* и касающихся торцами конусов трения. Посередине пальцы имеют кольцевые канавки, с которыми взаимодействуют подпружиненные шарики, находящиеся в утолщенном диске ступицы.

Синхронизатор, изображенный на *рис. 3.17*, имеет неподвижную ступицу *8* и скользящую по ней подвижную муфту *6*. На шлицах *3* включаемой синхронизатором шестерни *1* находится блокирующее кольцо *5*. Торцы шлицев *3* и зубьев *7* колец *5* имеют треугольный профиль (см. увеличенное изображение *I*). Когда передача не включена, блокирующее кольцо под действием пружины *2* упирается в стопорное кольцо *9*. В этом положении кольцо *7* может занимать любое положение относительно шестерни *1* в пределах зазора «*а*» (*рис. 3.17 в*). При включении передачи подвижная муфта *6* силой водителя смещается влево и ка-

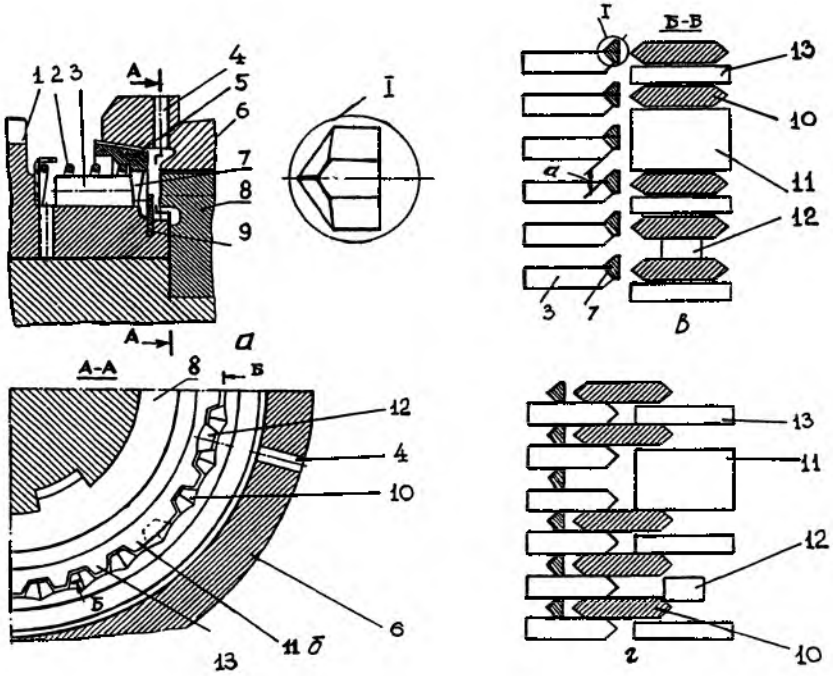


Рис. 3.17. Вариант конструкции синхронизатора коробки передач и схема его работы

сается конуса блокирующего кольца *5*. Между конусами деталей *5* и *6* возникает момент трения, величина которого на первом этапе работы синхронизатора обусловлена силой, создаваемой пружиной *2*. При различных угловых скоростях шестерни и вала момент трения увлекает кольцо *5* в окружном направлении, и оно, выбирая зазор «*а*», упирается наклонными торцами своих зубьев *7* в соответствующие торцы шлицев *3* (*рис. 3.17 в*). Коническая поверхность кольца устроена аналогично подобным поверхностям других синхронизаторов. Для уменьшения количества масла около поверхностей трения в подвижной муфте имеются радиальные дренажные каналы *4*. Работа синхронизатора после окружного смещения блокирующего кольца происходит так же, как и в предыдущих конструкциях.

После окончания синхронизации и исчезновения инерционного момента муфта *6* продолжает толкать влево кольцо *5*, и его зубья *7* своими наклонными торцами поворачивают шестерню относительно вала и, сжимая пружину *2*, входят во впадины шлицев шестерни. Подвижная муфта *6*, продолжая движение в этом направлении, сцепляет посредством своих шлицев 10 через ступицу *8* шестерню с вторичным валом.

Пружина *2*, предназначенная в описанной конструкции для осевой фиксации положения кольца *5* и гарантированной блокировки синхронизатора, после включения передачи стремится ее выключить. Для предотвращения самовыключения передачи основные шлицы *13* ступицы *8* и шлицы *10* муфты *6* выполнены с боковым зазором (*рис. 3.17 б, в*). После включения передачи правые наклонные торцы шлицев *10* муфты располагаются около торцов специально укороченных зубьев *12* ступицы. При передаче шестерней *1* крутящего момента муфта *6* поворачивается относительно ступицы на величину бокового зазора между шлицами *10* и *13*, а наклонные торцы шлицев *10* вступают в контакт с кромкой шлицев *12*, предотвращая самовыключение передачи (*рис. 3.17 г*).

Если во включенном положении муфты зазор между шлицами *10* и *13* выбирается под действием крутящего момента, то при среднем, нейтральном положении муфты этот зазор способствовал бы возникновению колебаний муфты *6* относительно ступицы *8* в окружном направлении. Чтобы устранить это явление, укороченные шлицы ступицы *12* делают полнее, и окружной зазор между ступицей и муфтой имеет обычную минимальную величину.

Описанный способ борьбы с самовыключением зубчатых муфт, управляемое выключение которых производится при отсутствии крутящего момента, часто используется в конструкциях коробок передач. Обычное конструктивное воплощение этого приема состоит в изготовлении средней и крайней частей шлицев разной толщины (на *рис. 3.10* это касается шлицев *7*). Иногда, как сделано, например, в конструкции, показанной на *рис. 3.8*, эти части разделяют канавками.

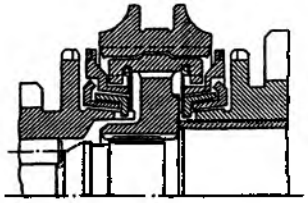


Рис. 3.18. Многоконусный синхронизатор

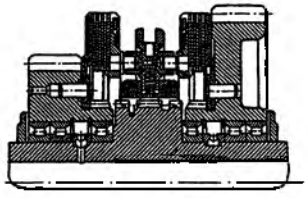


Рис. 3.19. Многодисковый синхронизатор

Для успешной работы синхронизатор должен создавать большой момент трения $M_т$ и иметь малые износы. То и другое зависит от размеров фрикционных поверхностей, поэтому конструкторы всегда стараются увеличить средний радиус и осевой размер конусов. Одно из конструктивных решений этой проблемы показано на *рис. 3.10.*

Особенно остро проблема сочетания высокой эффективности синхронизаторов с большим сроком их службы касается большегрузных автомобилей, имеющих массивные детали трансмиссии, причем в первую очередь это относится к синхронизаторам низших передач, где моменты инерции деталей, приведенные к включаемым шестерням, весьма велики. В этих случаях увеличение поверхностей трения может быть достигнуто путем увеличения количества трущихся поверхностей (*рис. 3.18*), иногда для этой цели применяют многодисковые фрикционные муфты (*рис. 3.19*).

3.4.6. Картеры коробок передач

Картеры коробок передач отливаются из чугуна или легких сплавов. Использование легких сплавов приводит к снижению массы картеров, но уменьшает их жесткость и прочность. Обычно они состоят из четырех основных частей, как, например, в конструкции, показанной на *рис. 3.5*: собственно картера, передней *1*, задней *12* и верхней *7* (или боковой) крышек. Форма картера коробчатая, отклонения от нее диктуются конфигурацией располагаемых внутри деталей. Такая форма создает некоторые неудобства при сборке, но обеспечивает повышенную жесткость. С этой же целью количество технологических и эксплуатационных разъемов стараются свести к минимуму. Кроме указанных крышек в картере имеются люки для присоединения коробок отбора мощности, приводящих дополнительное оборудование, иногда устанавливаемое на автомобилях, например: насос подъемника самосвала, привод лебедки крана и др. Передняя и задняя крышки закрывают снаружи подшипниковые опоры, воспринимают и передают на картер осевые силы.

Передняя крышка кроме своей основной функции почти всегда служит для опоры подшипника выключения сцепления и для центрирования картеров сцепления и коробки. Задняя крышка при необходимости является удлинителем картера, что определяется особенностями конструкции расположенной следом за коробкой пе-

редач карданной передачи. Если после коробки передач в трансмиссии отсутствует раздаточная коробка с несколькими передачами, то в задней крышке обычно располагается привод спидометра. С ней же иногда связывают неподвижные детали стояночного тормоза автомобиля (*рис. 3.5*). Если в какой-либо крышке (верхней, боковой или задней) располагается механизм переключения передач, то, как правило, она имеет довольно сложную конструкцию. Если механизм переключения располагают в другом месте, крышка коробки делается облегченной.

Корпусные детали часто снабжают ребрами для увеличения прочности и жесткости.

В сложных многовальных коробках из-за условий сборки иногда приходится применять разъем картера по осям валов, несмотря на то что такие конструкции менее жестки и менее технологичны.

3.5. Механизмы управления коробками передач

В коробках передач с прямым управлением возможны два варианта конструкции: с непосредственным и дистанционным управлением. В первом случае рукоятка управления устанавливается непосредственно на коробке передач, и нижний ее конец находится внутри коробки. Это самый простой вариант, но он возможен только

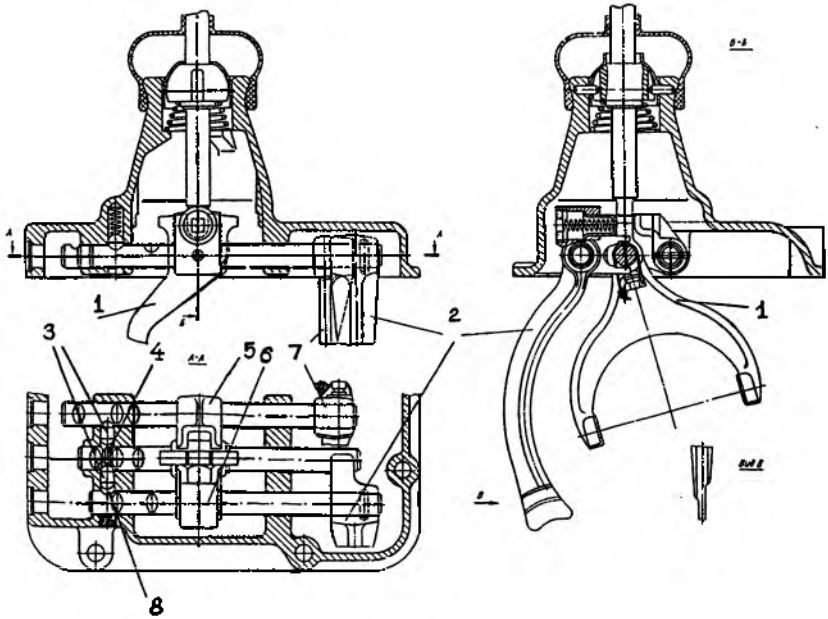


Рис. 3.20. Вариант конструкции механизма управления коробкой передач

при расположении коробки передач вблизи места водителя. При дистанционном управлении, когда коробка передач удалена от водителя, между ней и рукояткой управления располагается система тяг и рычагов, иногда весьма длинная и сложная.

В самой коробке передач основными деталями механизма переключения обычно являются скользящие ползуны, которые жестко связаны с вилками (*1, 2, 7* на *рис. 3.20*) и вильчатыми втулками (*5, 6* там же).

Втулки имеют впадины, в которые может заводиться нижний конец рычага управления, располагающегося обычно на верхней крышке. Для того чтобы верхний конец рычага располагался в удобном для водителя месте, крышку коробки в необходимых случаях удлиняют вперед или назад за пределы картера (*рис. 3.21*) или устанавливают рычаг на задней крышке.

Манипуляции рычагом состоят из двух движений. При поперечном качании его нижний конец, перемещаясь по канавке, образованной впадинами находящихся в нейтральном положении вильчатых втулок, вводится в зацепление с той из них, которая установлена на ползуне предполагаемой к включению передачи. Затем продольным перемещением рычага производится собственно включение передачи. Первое движение является избирательным, а второе исполнительным. Введение рычага в зацепление с крайними вильчатыми втулками не представляет трудностей, так как для этого достаточно довести рычаг до упора в боковую стенку впадины этих

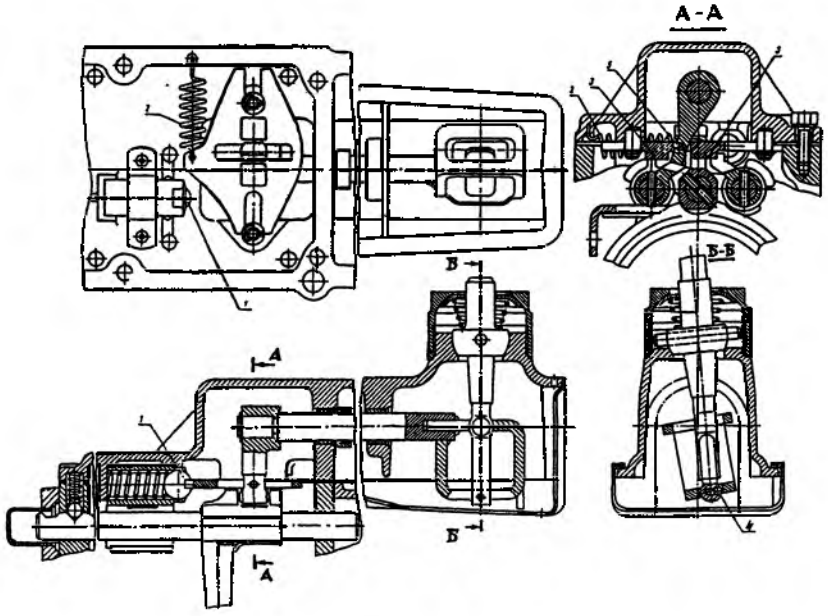


Рис. 3.21. Вариант конструкции механизма управления коробкой передач

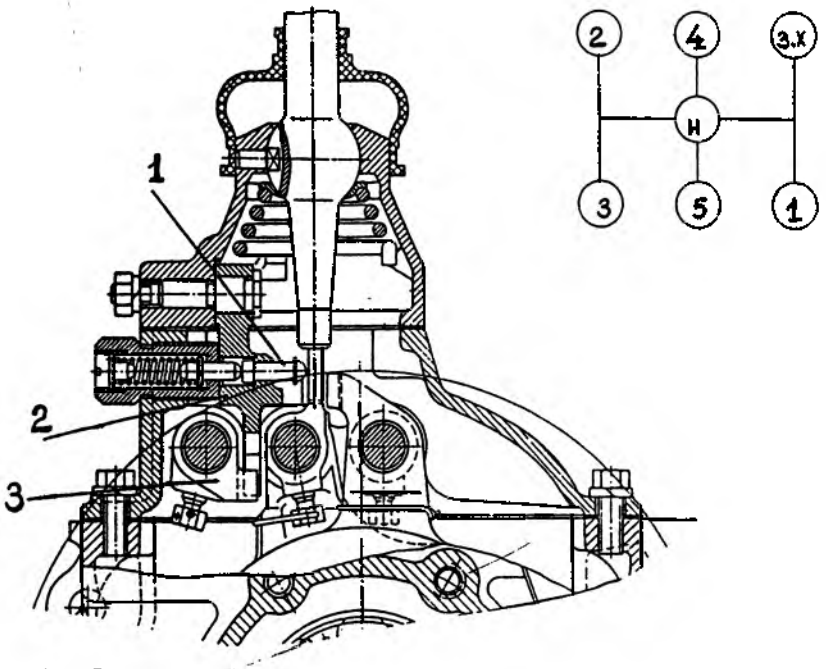


Рис. 3.22. Вариант конструкции механизма управления коробкой передач

втулок. Установка же нижнего конца рычага против средней втулки коробок весьма затруднена и сильно усложняла бы управление коробкой, если бы ее приходилось выполнять на ощупь. Для исключения этого применяются различные конструктивные приемы, из которых наибольшее распространение получили два следующих.

Первый заключается в том, что во впадину крайней втулки, обслуживающей наиболее редко включаемые передачи (или передачу), вводится подпружиненный упор. Этот упор (на *рис. 3.22* он обозначен позицией *1* и установлен в промежуточном рычаге) ограничивает свободное поперечное качание рычага двумя оставшимися втулками, и выбор любой из них трудностей не вызывает. Для введения рычага в зацепление с третьей втулкой необходимо за счет дополнительного усилия, приложенного к рычагу, преодолеть сопротивление пружины. Оригинальное конструктивное выполнение этого технического приема (подпружиненный шарик *1*) показано на *рис. 3.21.*

Во втором случае перемещение рычага ограничивается неподвижным упором, и для включения передачи (обычно такое конструктивное решение используется для заднего хода) необходимо нажать на рычаг вниз, что приведет к опусканию специального его выступа ниже поверхности упора.

В легковых автомобилях для удобства управления, часто при помощи дополнительных пружин (*2* на *рис. 3.21*), фиксируют рычаг в зацеплении с втулкой двух наиболее используемых передач.

Для снижения вибраций рычага в его конструкцию вводят резиновые вставки.

В одной коробке часто соседствуют различные способы включения передач, которые требуют разных величин осевого перемещения подвижных элементов и прикладываемых к ним сил. Так, включение шестерен непосредственным перемещением и зубчатыми муфтами происходит при незначительных силах, а принудительное выравнивание скоростей шестерен синхронизатором требует больших осевых усилий.

С другой стороны, при использовании синхронизаторов и, особенно, при включении передач с помощью зубчатых муфт величины осевых перемещений вилок меньше, чем при включении непосредственным перемещением шестерен. Однако величина перемещений рычага управления при включении-выключении разных передач не должна быть существенно различной. Это повлекло бы за собой неудобство управления, заключающееся в том, что некоторые перемещения рычага были бы чрезмерно велики или же другие, будучи малыми, требовали бы приложения больших усилий. Для решения этой проблемы применяют механизмы, имеющие в приводе к различным вилкам разные передаточные числа. Под передаточным числом в данном случае понимается отношение исполнительного хода рукоятки рычага к соответствующему ходу вилки.

В связи с тем что в современных конструкциях коробок большинство передач синхронизировано, практически требуется уменьшение передаточного числа лишь в приводе к вилкам заднего хода и низших передач. Обычно это достигается введением дополнительного рычага между ползуном и вилкой или между основным рычагом и вильчатой втулкой (как на *рис. 3.22*, где промежуточный рычаг *2* передает усилие на втулку *3*). Известны и другие способы решения этого вопроса, например использование для передачи усилия ползунам разных участков нижнего конца рычага.

Включение фонарей заднего хода легковых автомобилей производится нажатием соответствующим ползуном на шток включателя.

В тех случаях, когда конструктору удается сблизить ступицу вилки с вильчатой втулкой, их делают в виде одной детали (*4* на *рис. 3.5*). Крепятся вилки и втулки к ползунам болтами с коническим концом. Ввиду невозможности в процессе эксплуатации контролировать состояние данного соединения, предохранение от самоотворачивания болтов должно отличаться повышенной надежностью и осуществляется почти всегда вязальной проволокой.

Для исключения самопроизвольного перемещения подвижных элементов применяются фиксаторы. В конструкции, показанной на *рис. 3.5*, они состоят из подпружиненных шариков *5* и лунок *6* на ползунах по числу фиксированных положений ползуна. Иногда по конструктивным и технологическим соображениям фиксаторы располагают непосредственно в шестернях (*8* на *рис. 3.9*).

Если водитель случайно установит нижний конец рычага сразу против двух вильчатых втулок, то при дальнейшем движении рычага могло бы произойти одновременное включение двух передач, что при движении автомобиля привело бы к блокированию и поломке коробки передач. С целью недопущения этого применяют специальные замки. Они включают в себя: плунжеры (позиция *3* на *рис. 3.20*) или пары шариков (*22* на *рис. 3.5*), расположенные между ползунами, и штифт (*4* на *рис. 3.20* и *21* на *рис. 3.5*), скользящий в отверстии среднего ползуна. Если ползунов всего два, то штифт отсутствует. При нейтральном положении коробки все лунки замка (*8* на *рис. 3.20*) на ползунах находятся на одной прямой. Расстояние между донышками двух лунок, обращенных друг к другу, превышает длину плунжера или два диаметра шариков на величину глубины одной лунки. При выведении какого-либо ползуна из нейтрального положения шарики выталкиваются кромкой его лунки, смещаются и заходят в лунки других ползунов, запирая их в нейтральном положении, из которого один из этих ползунов можно вывести только после возвращения в нейтральное положение первого ползуна. Штифт *4* (*рис. 3.20*) предназначен для смещения плунжера или шариков и запирания одного крайнего ползуна при выведении из нейтрального положения другого крайнего ползуна.

В некоторых конструкциях запирание коробки производится плунжером или другой деталью, входящей во впадину вильчатой втулки всегда, когда ее покидает нижний конец рычага управления (выступы *3* на *рис. 3.21*).

Наиболее простым получается обычно привод коробки передач автомобиля классической компоновочной схемы, даже если, как в конструкции, изображенной на *рис. 3.21*, между рычагом переключения и вильчатыми втулками расположен ряд других деталей. В других случаях, как правило, не удается расположить рычаг переключения передач непосредственно на коробке и применяют дистанционный привод. Наиболее распространенные принципиальные схемы такого привода (*рис. 3.23*) отличаются степенью разделения в приводе избирательного и исполнительного движений.

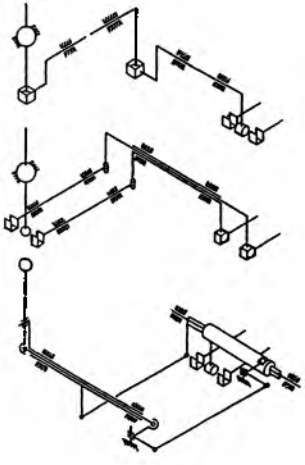


Рис. 3.23. Конструктивные схемы дистанционных приводов управления коробками передач

Ввиду большого количества подвижных скользящих соединений в дистанционном приводе почти всегда имеются значительные зазоры, которые услож-

няют управление коробкой и повышают склонность деталей привода к вибрациям. Для уменьшения зазора применяют подпружиненные шарики (как, например, *4* и *5* на *рис. 3.21*), распирающие детали. Их устанавливают в соединениях, имеющих наибольшие зазоры, причем только в направлении избирательного движения, так как усилие при исполнительном движении во много раз больше и упругость привода в этом случае вредна.

При наличии на автомобиле многоступенчатой коробки передач механизм управления ею заметно усложняется. Обычно в таких случаях для облегчения работы водителя используют преселекторное управление коробкой передач.

Преселекторным называют управление с предварительным избиранием, при котором водитель дважды воздействует на органы управления. Первым воздействием он выбирает передачу, которую намеревается включить в дальнейшем (автомобиль при этом продолжает движение на передаче, включенной ранее). В нужный момент водитель вторым воздействием, уже на другой орган управления, осуществляет переход на избранную передачу. Данный способ обычно применяют для облегчения управления коробкой, когда требуется совершать одновременно два переключения передач в основной и дополнительной коробке. На рычаге управления коробкой передач в этом случае располагают небольшой рычажок, посредством которого водитель при помощи пневматического или электропневматического устройства предварительно выбирает передачу. Переключение на выбранную передачу происходит после срабатывания специального клапана включения, на шток которого воздействует нажатая до упора педаль сцепления.

Схема управления многоступенчатой коробкой передач зависит от того, имеет она делитель или демультипликатор. В последнем случае при разгоне автомобиля водитель, при включенной низшей передаче демультипликатора, последовательно переключает передачи основной коробки от низшей до высшей. Затем, установив основную коробку передач в нейтральное положение, он должен переключить демультипликатор на высшую — прямую передачу и еще раз перебрать ряд передач основной коробки.

Система управления, при которой водитель, манипулируя рычагом коробки передач, должен держать в уме момент переключения демультипликатора, создает большие неудобства. На *рис. 3.24* показан механизм управления показанной на *рис. 3.10* коробки передач, избавляющий водителя от этих проблем. В такой конструкции рычаг *7* имеет два пера *8* и *9*, поочередно взаимодействующие с вильчатыми втулками *11*, *12* и *13*, соединенными соответственно с ползунами четвертой и пятой передачи, второй и третьей передачи, первой передачи и передачи заднего хода. Поперечное избирательное перемещение рычага *7* осуществляется валом *3*, связанным с нижним

концом рычага *1* управления коробкой передач. Продольное, исполнительное перемещение рычага *7* производится поводком *2*, вращающим вал *3* при помощи шлицев *4*. Таким образом, устанавливая рычаг *7* в положение «*б*», «*в*» или «*г*», можно включить любую передачу основной коробки передач. Чтобы образовать единый ряд передаточных чисел, необходимо при переводе рычага из положения «*г*» в положение «*д*» (или обратно) переключать демультипликатор. Для этой цели на ступице рычага *7* предусмотрены выемки *5* и *6*, воздействующие на контактирующие с ним элементы пневматического клапана, управляющего исполнительным цилиндром *16*, переключающим демультипликатор.

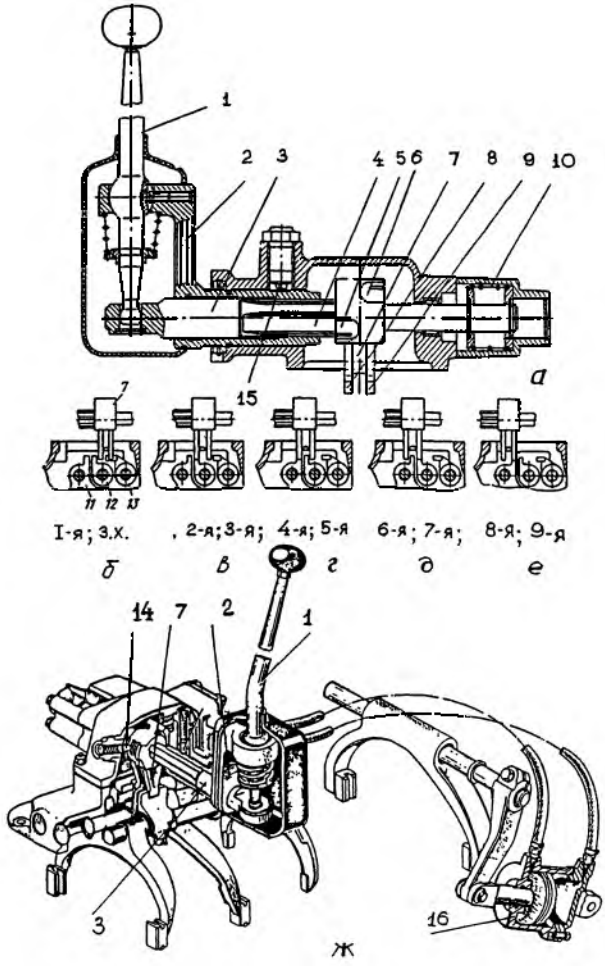


Рис. 3.24. Вариант конструкции механизма управления многоступенчатой коробкой передач

В указанном ряду передаточных чисел все передачи основной коробки, за исключением первой, используются дважды, образуя девять передач. Первая передача и передача заднего хода могут быть включены только при включении понижающей передачи демультипликатора.

При управлении коробкой передач водитель должен иметь возможность четко и быстро устанавливать рычаг *1* в любое из пяти положений, соответствующих положениям рычага *7* «*б*—*е*». Для этого на валу *3* установлена пружина *10*, распирающая две шайбы и позволяющая рычагу *7* свободно (без дополнительного сжатия пружины) качаться между положениями «*в*—*д*». Положения «*б*» и «*е*» водитель выбирает, чувствуя сопротивление пружины *10*, а для фиксации рычага в среднем положении «*г*» предназначен фиксатор *14*, взаимодействующий с гребнями на ступице рычага *7*.

Привод данной коробки передач сложен, имеет довольно много соединений деталей с зазорами, из-за чего свободные (за счет суммарного зазора) перемещения рычага *1* могут быть большими. Они снижают четкость управления, и для устранения этого недостатка в конструкцию введен фиксатор *15*, удерживающий рычаг *1* в среднем продольном положении.

Ошибочное включение низшей передачи демультипликатора при высоких скоростях движения автомобиля в тот момент, когда передача основной коробки уже включена, а сцепление еще выключено, приведет к увеличению частоты вращения ведомого диска сцепления выше допустимой величины, что повлечет за собой разрушение его накладок центробежными силами. Для предотвращения этого систему управления коробкой передач дополняют устройством, предотвращающим такое включение.

3.6. Смазывание коробок передач

В картер коробки передач заливают трансмиссионное масло, и в основном детали коробок передач смазываются этим маслом, пребывающим при вращающихся шестернях в состоянии так называемого масляного тумана. Однако для подачи достаточного количества масла в труднодоступные места (такими в первую очередь являются подшипники, на которых устанавливаются шестерни коробки передач) приходится использовать специальные конструктивные мероприятия. Так, на *рис. 3.6* видны применяемые для подачи масла к подшипникам скольжения спиральные канавки *4* на шейках валов (подобные канавки сделаны и на торцевых шайбах *6*), а также радиальные отверстия в шестернях *5*, выходящие во впадины зубчатого венца. Часто, как в конструкции, показанной на *рис. 3.5*, наряду с радиальными отверстиями используют более короткие на-

клонные, выходящие на наружную поверхность ступиц. Вместо канавок на шейках валов иногда делают мелкие лыски, которые хотя и уменьшают рабочую поверхность шейки, но улучшают распределение смазочного материала по трущимся поверхностям.

После длительной стоянки, особенно в холодное время года, загустевшее масло не сразу после запуска двигателя поступает ко всем рабочим поверхностям. Для создания небольшого резерва смазочного материала поверхность втулок часто снабжается небольшими углублениями, расположенными в шахматном порядке и служащими масляными карманами.

В коробках передач гоночных и тяжелых грузовых автомобилей обычно используется принудительная подача масла. В коробке передач, изображенной на *рис. 3.9*, для этой цели применяют шестеренчатый насос *18* и систему каналов, заканчивающуюся осевыми *13* и радиальными отверстиями в валах.

В некоторых коробках передач вместо насоса используется маслогонная резьба на шайбе (*5* на *рис. 3.8*), что, конечно, менее эффективно. Обычно такая резьба используется для противоположной цели, то есть для предотвращения вытекания масла из коробки передач в месте выхода ее валов из картера наружу. В целях защиты сцепления от попадания смазочного материала предотвращению течи масла через уплотнение первичного вала уделяется особое внимание. К конструктивным мероприятиям, повышающим надежность этого уплотнения, относится дренажный канал, образованный приливом *19* внизу фланцевой части передней крышки *1* и отверстием *18* в передней стенке картера коробки передач, показанной на *рис. 3.5*. Канал служит для сбрасывания смазочного материала, прошедшего через подшипник первичного вала и остановленного уплотнительной манжетой (сальником) или маслогонной резьбой.

В зоне зацепления шестерен происходит интенсивное выбрасывание смазочного материала в осевом направлении. Если зона контакта шестерен оказывается против какого-то сектора кольцевой щели, образованной наружным и внутренним кольцами подшипника первичного вала, то может иметь место повышенное проникновение масла за подшипник с вероятностью его попадания в сцепление. Для предотвращения этого в конструкции, приведенной на *рис. 3.6*, указанную щель подшипника прикрывают маслоотражательной шайбой *10*. Канал *11* в первичном вале, обычно соединяющий полость передней опоры вторичного вала с полостью, находящейся между подшипником первичного вала и его уплотнением, как правило, имеет не функциональное, а технологическое назначение. Его делают в целях удаления газового пузыря при закалке поверхности под подшипник *2*, который из-за малого диаметра шестерни обычно не имеет наружного кольца. К смазыванию коробки этот канал отношения не имеет, кроме тех случаев, когда он используется для принудительной подачи масла к шестерням вторичного вала.

Для предотвращения течи масла через подшипник вторичного вала в выходном отверстии картера коробки передач устанавливается сальник. В случае использования вторичного вала в качестве ведущего элемента шлицевой муфты карданной передачи применяют более сложное двойное уплотнение (*12* на *рис. 3.6*). Это необходимо, поскольку поверхность, по которой работают сальники, кроме вращательного перемещения имеет еще и весьма неприятное с точки зрения удерживания смазочного материала осевое.

Уровень смазочного материала в картере обычно определяется высотой расположения заливной пробки. Однако если конфигурация картера и окружающих коробку передач деталей не позволяет разместить на заданной высоте удобную для заливки масла пробку, ее переносят в подходящее место, а для контроля уровня используют другую специальную пробку или щуп.

Сливная пробка, расположенная в нижней части картера, часто снабжается постоянным магнитом, улавливающим железосодержащие частицы, появляющиеся в результате изнашивания. Для того чтобы поток смазочного материала, увлекаемого вращающимися шестернями, не смывал с магнита эти частицы, пробку прикрывают иногда легким решетчатым экраном, уменьшающим скорость масла в зоне пробки. Пробки обычно имеют коническую резьбу, что позволяет обходиться без специальных уплотнений. С той же целью поддержания большей чистоты смазочного материала иногда в нижней части картера устанавливают небольшие отстойники, также изолированные от потока экраном.

В верхней части коробки передач находится один или два сапуна, уравновешивающих давление внутри картера с атмосферным.

Глава 4. БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Назначение бесступенчатых передач

В трансмиссии автомобиля объективно необходимы по крайней мере два передаточных числа — максимальное, при котором автомобиль преодолевает максимальное заданное сопротивление движению, и минимальное, необходимое для движения с максимальной заданной скоростью или для движения с минимально возможным расходом топлива в благоприятных дорожных условиях.

Существуют два принципиальных способа изменять передаточные числа трансмиссии при движении автомобиля — последовательный выбор дискретных значений передаточных чисел и бесступенчатое изменение передаточного числа трансмиссии в диапазоне от максимального до минимального.

Применение бесступенчатой передачи в трансмиссии автомобиля позволяет при автоматическом регулировании передаточных чисел существенно упростить процесс управления автомобилем, а при определенных условиях и улучшить динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля.

Таким образом, назначение бесступенчатых передач — изменение передаточного числа трансмиссии, обеспечивающее при этом упрощение и облегчение процесса управления автомобилем.

4.2. Требования к бесступенчатым передачам

1. *Обеспечение необходимого диапазона регулирования.* Диапазон регулирования бесступенчатой передачи (отношение максимального передаточного числа к минимальному) при применении ее в качестве узла изменения передаточных чисел трансмиссии должен быть, по крайней мере, не меньше, чем у рассмотренных выше ступенчатых коробок передач. В этом случае максимальное передаточное число такой передачи должно выбираться из условия преодоления максимального заданного сопротивления движению (реже — для развития максимально возможного ускорения автомобиля), минимальное — для обеспечения возможности движения автомобиля с заданной максимальной скоростью. Вместе с тем необходимо иметь

в виду, что если при применении ступенчатой коробки передач регулирование скорости равномерного движения водитель осуществляет только путем изменения количества топлива, подаваемого в двигатель, то при применении бесступенчатой передачи появляется возможность регулирования скорости равномерного движения автомобиля при работе двигателя с постоянной степенью подачи топлива при работе его по характеристике минимальных расходов за счет бесступенчатого изменения передаточного числа трансмиссии. В этом случае требуется больший, чем при ступенчатой коробке передач, диапазон регулирования. Например, для легкового автомобиля при применении ступенчатой коробки передач требуемый диапазон регулирования при минимальном передаточном числе, обеспечивающем достижение заданной максимальной скорости, составляет величину порядка 3,5—4,5. При применении экономической передачи, не используемой при разгоне и необходимой для улучшения топливно-экономических показателей, диапазон регулирования составит примерно 5,0. Для обеспечения возможности бесступенчатого изменения скорости движения автомобиля путем регулирования передаточного числа бесступенчатой передачи требуется диапазон регулирования не менее *10*.

2. *Приспособленность к автоматическому управлению*. Управление бесступенчатой передачей может осуществляться либо водителем, либо автоматически, при этом следует отметить, что ручное управление бесступенчатой передачей вызывает ряд объективных трудностей, поэтому чаще всего применяют бесступенчатые передачи с автоматическим управлением.

3. *Приемлемый КПД во всем диапазоне регулирования*. Как правило, существующие бесступенчатые передачи имеют КПД меньший, чем обычные механические коробки передач. Очевидно, что уменьшение КПД бесступенчатой передачи не должно приводить к существенному снижению топливно-экономических показателей автомобиля.

4. *Приемлемые для данного транспортного средства масса и габариты*.

4.3. Классификация бесступенчатых передач

Бесступенчатые передачи, возможные для применения в трансмиссии автомобиля, можно классифицировать по принципу работы и по способу управления. По принципу работы бесступенчатые передачи можно разделить на:

— гидродинамические;
— объемные гидропередачи;
— электрические;
— импульсные;
— фрикционные.

По принципу управления передачи можно разделить на управляемые вручную и автоматические. Автоматические передачи в свою очередь можно разделить на передачи, обладающие внутренним автоматизмом, и передачи, требующие наличия внешнего автоматического регулятора.

Следует отметить, что из всего многообразия возможных бесступенчатых передач в массовом автостроении применяются в основном гидродинамические передачи в сочетании со ступенчатой коробкой передач, получившие название гидромеханических передач, и фрикционные передачи (с непосредственным контактом или с гибкой связью).

4.4. Гидродинамические передачи

Гидродинамическими называют передачи, в которых передача мощности от одного узла к другому осуществляется за счет использования кинетической энергии потока жидкости.

Из многообразия гидродинамических передач в автостроении нашли применение в основном два гидродинамических устройства — гидромуфта и гидротрансформатор. Принцип работы и конструкция гидромуфт рассмотрены выше.

4.4.1. Принцип работы гидротрансформатора

Гидротрансформатор представляет собой объединенные в один узел центробежный насос, гидравлическую турбину и неподвижный направляющий аппарат.

Принцип работы гидротрансформатора вытекает из уравнения момента на лопаточном колесе при взаимодействии его со струей жидкости, изложенного еще Леонардом Эйлером.

Согласно этому уравнению, момент на лопаточном колесе при взаимодействии со струей жидкости равен разности моментов количества движения струи жидкости до удара в лопатку и после.

Рассмотрим взаимодействие струи жидкости с прямой лопаткой (*рис. 4.1 а*).

Здесь V_1 — вектор скорости струи жидкости до удара в лопатку; r_1 — радиус действия струи жидкости относительно опоры лопаточного колеса до удара в лопатку.

Тогда момент количества движения струи жидкости до удара в лопатку равен:

$$M_1 = Q\rho V_1 r_1,$$

где Q — секундный расход жидкости; ρ — плотность жидкости.

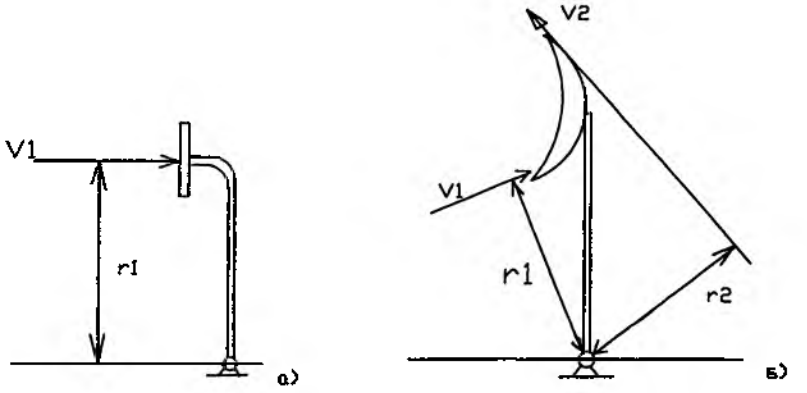


Рис. 4.1. Взаимодействие струи жидкости с лопаточным колесом
а — непрофилированное лопаточное колесо; *б* — профилированное лопаточное колесо

Очевидно, что после взаимодействия с плоской лопаткой суммарная скорость потока жидкости будет равна 0, а значит, и момент количества движения струи жидкости после удара в лопатку также будет равен 0.

Тогда в соответствии с уравнением Эйлера момент на лопаточном колесе $M_{лк}$ будет равен моменту количества движения жидкости до удара в лопатку

$$M_{лк} = M_1.$$

Такое воздействие струи жидкости на лопаточное колесо можно назвать активным.

Рассмотрим теперь взаимодействие струи жидкости с профилированной лопаткой (*рис. 4.1 б*).

Здесь V_1 и r_1 — то же, что и на *рис. 4.1 а*; V_2 — вектор скорости струи жидкости после удара в лопатку; r_2 — радиус действия струи жидкости относительно опоры лопаточного колеса после удара в лопатку.

Момент количества движения струи жидкости до удара в лопатку, аналогично предыдущему случаю, будет равен:

$$M_1 = Q\rho V_1 r_1.$$

Момент количества движения струи жидкости после удара в лопатку будет равен (с соблюдением знака действия момента):

$$M_2 = -Q\rho V_2 r_2.$$

Момент на лопаточном колесе $M_{лк}$ в этом случае будет равен разности моментов количества движения струи жидкости до удара в лопаточное колесо и после удара:

$$M_{лк} = M_1 - M_2 = Q\rho(V_1 r_1 + V_2 r_2).$$

Увеличение крутящего момента на профилированном лопаточном колесе, вызванное поворотом струи жидкости (величина M_2), называют реактивным воздействием струи жидкости на лопаточное колесо.

С учетом вышеизложенного рассмотрим принцип работы простейшего гидротрансформатора.

Схема гидротрансформатора показана на *рис. 4.2.* Насосное колесо *Н* устанавливается либо непосредственно на валу двигателя, либо соединяется с ним через согласующий редуктор, а турбинное колесо *Т* связано с входным валом трансмиссии. Реакторное колесо *Р* при работе узла в режиме трансформатора крутящего момента жестко закреплено на картере передачи. Внутренняя полость трансформатора заполнена рабочей жидкостью — жидким маслом.

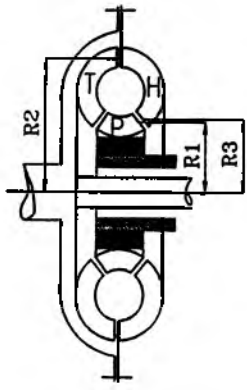


Рис. 4.2. Схема гидротрансформатора

При вращении насосного колеса валом двигателя элементарные объемы жидкости, заключенные в межлопаточных пространствах насоса, совершают вращение вокруг оси насоса и одновременно под воздействием центробежной силы перемещаются внутри межлопаточного пространства. Таким образом, на выходе из насоса элементарный объем жидкости имеет абсолютную скорость $V_{н_2}$, представляющую собой геометрическую сумму двух скоростей — переносной $W_{н_2}$, определяемой частотой вращения элементарного объема жидкости вокруг оси насоса и радиусом расположения элементарного объема, и относительной $U_{н_2}$, вызванной движением жидкости в круге циркуляции, центром которого является средняя линия тора, образованного колесами гидротрансформатора. Очевидно, что обе скорости — и переносная и относительная — являются функциями частоты вращения насосного колеса, а следовательно, и абсолютная скорость элементарного объема жидкости при выходе из насоса также является функцией частоты вращения насоса. Если пренебречь потерями энергии в межлопаточном пространстве, что при качественном анализе процесса вполне допустимо, можно считать, что абсолютная скорость струи жидкости при входе в турбину $V_{т_1}$ равна скорости струи жидкости при выходе из насоса $V_{н_2}$. Жидкость атакует лопатки турбины, изменяет направление своего движения, и на выходе из турбины абсолютная скорость элементарного объема жидкости $V_{т_2}$ также представляет собой геометрическую сумму переносной скорости $W_{т_2}$, определяемой частотой вращения турбины и радиусом действия элементарного объема, и относительной $U_{т_2}$, зависящей от профиля лопаток турбины и скорости движения жидкости в

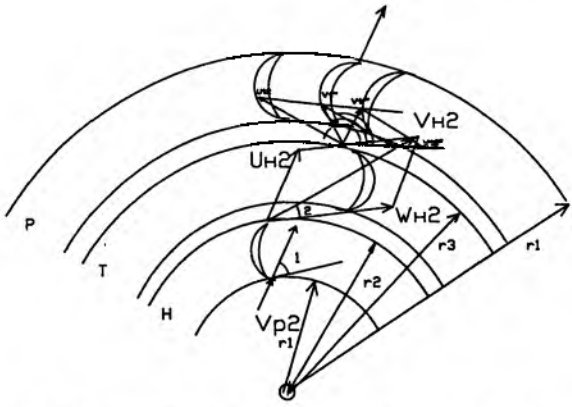


Рис. 4.3. Развертка круга циркуляции гидротрансформатора

круге циркуляции. Очевидно, что при постоянном режиме работы насоса величина и направление абсолютной скорости струи жидкости при выходе их турбины зависят от скорости вращения турбины.

Выходя из турбины, жидкость атакует лопатки реактора ($V_{т_2} = V_{р_1}$), еще раз меняет направление движения в круге циркуляции и выходит из реактора, имея направление, определяемое профилем лопаток реактора. Поскольку реактор неподвижен, то направление струи жидкости при выходе из реактора всегда одно и то же. Величина и направление скорости струи жидкости при выходе из реактора являются входными характеристиками струи жидкости при входе на лопатки насоса ($V_{р_2} = V_{н_1}$).

На *рис. 4.3* условно показана развертка круга циркуляции.

Здесь: $V_{н_2}$ — абсолютная скорость струи жидкости при входе в насос;

$V_{н_2}$ — абсолютная скорость струи жидкости при выходе из насоса;

$V_{т_2}$ — абсолютная скорость струи жидкости при выходе из турбины;

$V_{р_2}$ — абсолютная скорость струи жидкости при выходе из реактора;

$W_{н_2}$ — переносная скорость струи жидкости при выходе из насоса;

$U_{н_2}$ — относительная скорость струи жидкости при выходе из насоса;

$W_{т_2}$ — переносная скорость струи жидкости при выходе из турбины;

$U_{т_2}$ — относительная скорость струи жидкости при выходе из турбины;

r_1 — радиус действия среднего сечения струи жидкости при входе в насос (выход из реактора);

r_2 — радиус действия среднего сечения струи жидкости при выходе из насоса (вход в турбину);

r_3 — радиус действия среднего сечения струи жидкости при выходе из турбины (вход в реактор);

α_1 — угол между направлением абсолютной и переносной скоростей на входе в насос;

α_2 — угол между направлением абсолютной и переносной скоростей на выходе из насоса;

α_3 — угол между направлением абсолютной и переносной скоростей на выходе из турбины.

В соответствии с уравнением Эйлера определим значения моментов на колесах гидротрансформатора:

$$M_н = Q\rho(V_{н_2} r_1 \cos\alpha_1 - V_{н_2} r_2 \cos\alpha_2);$$
$$M_т = Q\rho(V_{т_2} r_1 \cos\alpha_2 - V_{т_2} r_2 \cos\alpha_3);$$
$$M_р = Q\rho(V_{р_2} r_1 \cos\alpha_3 - V_{р_2} r_2 \cos\alpha_1).$$

Заметим, что момент на насосном колесе не зависит от режима работы турбины, поскольку величины скоростей $V_{н_1}$ и $V_{н_2}$ являются функциями частоты вращения насосного колеса.

На турбинном колесе момент зависит как от режима работы насоса (первое слагаемое в скобках — активное воздействие на турбину), так и от режима работы турбины (второе слагаемое в скобках — реактивное воздействие на турбину).

Заметим, что угол α_3 больше 90°, поэтому второе слагаемое представляет собой положительную величину.

При неподвижной турбине (неподвижный автомобиль) угол α_3 имеет наибольшее значение, угол атаки лопаток реактора наибольший, и реактивная добавка момента на турбине наибольшая. С увеличением частоты вращения вала турбины (увеличение скорости движения автомобиля) растет переносная скорость $W_{т_2}$, что ведет к уменьшению угла α_3, а следовательно, и второго слагаемого в скобках, выражения момента турбины (реактивной добавки момента на турбине).

Таким образом, гидротрансформатор выполняет две функции: увеличение момента, передаваемого в трансмиссию, в сравнении с моментом, подводимым к гидротрансформатору, и уменьшение момента турбины по мере разгона вала турбины (разгона автомобиля). Этим объясняется внутренний автоматизм гидротрансформатора.

Очевидно, что алгебраическая сумма моментов на колесах гидротрансформатора равна нулю:

$$M_н + M_т + M_р = 0.$$

Это означает, что момент на турбинном колесе представляет собой сумму двух моментов: активного, воспринимаемого от насоса, и реактивного, возникающего вследствие реакции струи жидкости, вызванной поворотом направления струи жидкости в неподвижных лопатках реактора:

$$M_т = -(M_н + M_р).$$

4.4.2. Характеристики гидротрансформатора

Режим работы гидротрансформатора удобнее всего определить передаточным отношением — отношением частоты вала турбины к частоте вала насоса:

$$i = \frac{\omega_т}{\omega_н}.$$

Преобразующие свойства гидротрансформатора оценивают коэффициентом трансформации, представляющим собой отношение момента, снимаемого с вала турбины, к моменту, подводимому к валу насоса:

$$K_{тр} = \frac{M_т}{M_н}.$$

Очевидно, что максимальное значение коэффициент трансформации имеет при неподвижной турбине, когда передаточное отношение равно 0.

По мере роста значения передаточного отношения коэффициент трансформации уменьшается, зависимость коэффициента трансформации от передаточного отношения обычно определяется экспериментально для каждой конкретной конструкции.

Потери энергии в гидротрансформаторе оценивают, как в любом механизме, коэффициентом полезного действия, представляющим собой отношение мощности $P_т$, снимаемой с турбины, к мощности $P_н$, подводимой к насосу:

$$\eta = \frac{P_т}{P_н}.$$

Поскольку мощность представляет собой произведение крутящего момента на угловую скорость, то коэффициент полезного действия представляет собой произведение коэффициента трансформации на передаточное отношение:

$$\eta = K_{тр} i.$$

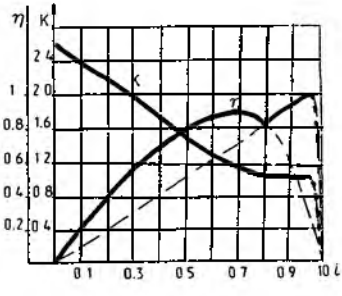


Рис. 4.4. Безразмерная характеристика гидротрансформатора

На *рис. 4.4* представлена так называемая безразмерная характеристика гидротрансформатора, представляющая собой зависимость коэффициента трансформации и коэффициента полезного действия от передаточного отношения.

При трогании автомобиля с места вал турбины неподвижен (так называемый «стоповый» режим работы трансформатора). При этом угол атаки жидкостью лопаток реактора (α_3)

наибольший, давление жидкости на реактор наибольшее и соответственно реактивное воздействие реактора на турбину также наибольшее. На безразмерной характеристике это режим, соответствующий нулевому значению передаточного отношения, коэффициент трансформации на этом режиме имеет максимальное значение. Поскольку вал турбины неподвижен, то мощность, снимаемая с турбины на этом режиме, равна 0, следовательно, КПД гидротрансформатора на «стоповом» режиме также равен 0.

По мере разгона автомобиля под действием подведенного к ведущим колесам крутящего момента турбины увеличивается частота вращения вала турбины, что ведет, как было сказано выше, к уменьшению угла α_3, это, в свою очередь, приводит к уменьшению реактивной добавки крутящего момента на турбине и соответственно к уменьшению коэффициента трансформации. При определенной скорости вращения вала турбины струя жидкости при выходе с лопаток турбины направлена таким образом, что при входе в реактор она проходит между лопатками реактора, не воздействуя на них. В этом случае реактивная составляющая момента на турбинном колесе становится равной 0 и, следовательно, крутящий момент на турбинном колесе становится равным крутящему моменту, подведенному к насосному колесу. Коэффициент трансформации в этом случае становится равным единице. При дальнейшем увеличении скорости вращения вала турбины струя жидкости будет атаковать лопатки реактора с противоположной стороны, реактивная добавка момента изменит свой знак, и момент на валу турбины станет меньше момента на валу насоса. При этом, однако, не произойдет увеличения скорости вращения вала турбины в сравнении со скоростью вала насоса, поэтому этот режим работы трансформатора характеризуется началом интенсивного падения коэффициента полезного действия и должен быть исключен из области возможных режимов работы гидротрансформатора при установке его на автомобиле. Чаще всего исключение возможности работы гидротрансформатора на режиме, когда момент на турбинном колесе становится меньше момента, подводимого к насосу, достигается установкой реактора на неподвижной опоре на муфте свободного хода, допускающей восприятие момента реактором только в одном направлении. Если струя жидкости начинает атаковать лопатки реактора с противоположной стороны, муфта свободного хода расклинивается, колесо реактора начинает свободно вращаться в потоке жидкости, не оказывая на нее воздействия, абсолютная скорость жидкости, выходящей из турбины, становится равной абсолютной скорости жидкости, входящей на лопатки насоса, гидротрансформатор превращается в гидромуфту. У гидромуфты КПД равен значению передаточного отношения, поэтому на режиме работы, когда коэффициент трансформации равен единице, эффективность гидромуфты равна эффективности гидротрансформатора, на больших

значениях передаточного отношения КПД гидромуфты становится значительно выше, чем КПД гидротрансформатора. Гидротрансформаторы, у которых колесо реактора установлено на муфте свободного хода и которые на определенном режиме работы превращаются в гидромуфту, называют *комплексными.* В настоящее время подавляющее число применяемых в массовом автостроении гидротрансформаторов являются комплексными. Исключение составляют отдельные конструкции гидропередач, у которых режим уменьшения момента на турбинном колесе в сравнении с моментом насоса исключен из возможных режимов работы гидротрансформатора путем соответствующей кинематики передачи. Примером могут служить дифференциальные (двухпоточные) гидромеханические передачи, речь о которых пойдет ниже.

В некоторых случаях для увеличения зоны высоких значений КПД в гидротрансформаторе устанавливают два реактора, каждый на собственной муфте свободного хода. В этом случае в определенной зоне передаточных отношений работает первый реактор, имеющий лучшие показатели по КПД. При достижении некоторого значения передаточного отношения первый реактор выключается из работы из-за того, что расклинивается его муфта свободного хода, однако начинает работать второй реактор, причем в этой зоне передаточных отношений КПД трансформатора со вторым реактором выше того, какой имел бы трансформатор с первым реактором, если бы он продолжал работать. При дальнейшем увеличении передаточного отношения выключается из работы и второй реактор, и гидротрансформатор превращается в гидромуфту. Гидротрансформаторы с двумя реакторами называют *четырехколесными комплексными.*

В отдельных случаях для повышения топливной экономичности автомобиля предусматривается принудительная блокировка гидротрансформатора. Блокировка выполняется обычно управляемой фрикционной муфтой.

По расположению в круге циркуляции турбинные колеса могут быть центростремительными, осевыми и центробежными. Экспериментально и теоретически доказано, что наилучшие показатели по КПД и преобразующим свойствам имеют гидротрансформаторы с центростремительной турбиной.

Кроме рассмотренной схемы гидротрансформатора, в которой применяется одно турбинное колесо, принципиально возможны и другие схемы гидротрансформаторов. При наличии двух или большего числа турбинных колес, жестко закрепленных на выходном валу гидротрансформатора, трансформаторы называют соответственно *двух-* или *многоступенчатыми.*

В том случае, когда трансформаторы имеют два или более турбинных колес, вращающихся с разными частотами и связанными с выходным валом посредством зубчатых передач, трансформаторы называют соответственно *двух-* или *многотурбинными.*

В настоящее время подавляющее распространение получили гидротрансформаторы с одной турбиной.

Колесо реактора по ходу жидкости в круге циркуляции может располагаться как между насосным и турбинным колесами, так и между турбинным и насосным колесами. В случае установки реактора по ходу жидкости в круге циркуляции между турбинным и насосным колесами направление вращения турбинного колеса всегда такое же, как и насосного. Такие трансформаторы называют *трансформаторами прямого хода.* В случае расположения реактора между насосом и турбиной по ходу жидкости в круге циркуляции можно за счет соответствующего профилирования колес реактора и турбины добиться изменения направления вращения колеса турбины относительно направления вращения колеса насоса. Такие трансформаторы называют *трансформаторами обратного хода.* На современных автомобилях в подавляющем большинстве случаев применяют трансформаторы прямого хода. Трансформаторы обратного хода иногда применяют в дифференциальных (двухпоточных) гидромеханических передачах.

При наличии гидротрансформатора двигатель автомобиля не имеет жесткой механической связи с ведущими колесами. Нагрузку двигателю создает только насосное колесо гидротрансформатора. Из уравнения Эйлера следует, что момент на насосном колесе является функцией квадрата частоты вращения вала насоса, что позволяет использовать гидротрансформатор в качестве сцепления при трогании автомобиля.

При нагружении двигателя моментом насоса режим работы двигателя может оставаться постоянным на всех режимах работы гидротрансформатора. Это означает, что нагрузка трансмиссии не проходит на двигатель, такие трансформаторы называют *непрозрачными.*

Если режим работы двигателя зависит от режима работы гидротрансформатора, частота совместной работы двигателя и насоса увеличивается с увеличением передаточного отношения, то трансформатор называют *прозрачным с прямой прозрачностью.* Если частота совместной работы двигателя и насоса уменьшается с увеличением передаточного отношения, то прозрачность трансформатора называют *обратной.* Существуют трансформаторы, имеющие при малых значениях передаточного отношения обратную прозрачность, а при средних и больших — прямую. Величина прозрачности зависит от конструкции колес гидротрансформатора, и, в частности, определяется профилем и углом наклона лопаток колес.

Обычно прозрачные гидротрансформаторы применяют в тех случаях, когда двигатель обладает достаточным коэффициентом приспособляемости и снижение частоты вращения вала двигателя при уменьшении передаточного отношения приводит к росту крутящего момента двигателя. Если приспособляемость двигателя небольшая, то предпочитают устанавливать непрозрачный гидротрансформатор,

что исключает частую смену скоростного режима работы двигателя. Трансформаторы с обратной прозрачностью при малых значениях передаточного отношения применяют иногда на легковых автомобилях для повышения динамики разгона в момент трогания автомобиля, поскольку в момент трогания рост передаточного отношения ведет к уменьшению частоты вращения вала двигателя и соответственно к увеличению ускорения автомобиля.

4.4.3. Конструкция гидротрансформатора

Следует выделить следующие элементы конструкции гидротрансформатора:

- рабочие колеса;
- опоры колес;
- уплотнения вращающихся деталей;
- механизм свободного хода.

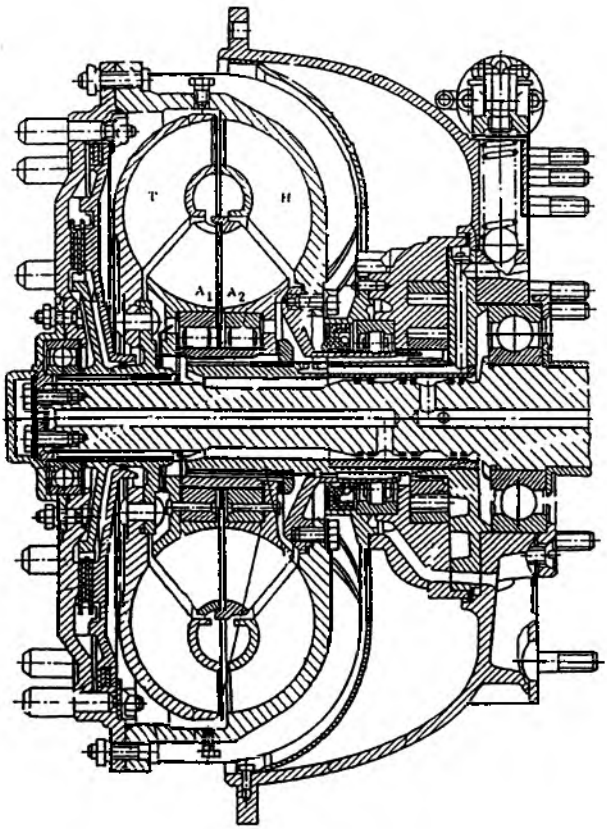


Рис. 4.5. Конструкция четырехколесного гидротрансформатора

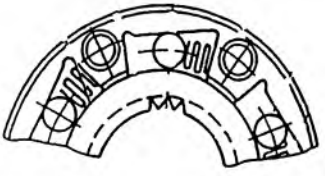


Рис. 4.6. Конструкция муфты свободного хода роликового типа

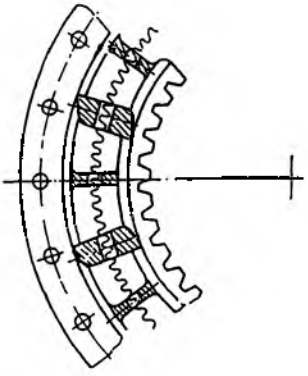


Рис. 4.7. Конструкция муфты свободного хода сухарного типа

Рабочие колеса представляют собой установленные на ступицах чаши с закрепленными в них лопатками и торовыми кольцами. Колеса изготовляются литыми или штампованными, в последнем случае штампованные лопатки крепятся к чаше либо с помощью специальных усиков, вставляемых в пазы чаши и загибаемых, либо с помощью загнутых под 90° кромок, привариваемых затем к чаше точечной сваркой. В некоторых случаях лопатки штампуют заодно с шипами, которые вставляются в отверстия чаши и затем расклепываются. Литые колеса отливаются из алюминиевого сплава или из специальных пластмасс. Колеса направляющего аппарата (реактора) чаще всего выполняются литыми.

Опорами рабочих колес являются подшипники качения (радиальные, радиально-упорные или конические) или подшипники скольжения (металлокерамические или бронзографитовые втулки).

Поскольку внутренняя полость гидротрансформатора заполнена жидкостью, для предотвращения ее утечки из полости гидротрансформатора применяют уплотнения в виде прокладок, резиновых шнуров, самоподжимных сальников и др. Между скользящими деталями применяют лабиринтные уплотнения или маслогонные резьбы. Широкое применение нашли уплотнительные кольца, чаще всего изготовляемые из серого чугуна.

Муфты свободного хода в современных гидротрансформаторах применяют в основном роликового или сухарного типов. Наибольшее распространение получили роликовые муфты свободного хода. Угол наклона рабочей поверхности обычно выбирают в пределах 6—9°. Ролики изготавливают из шарикоподшипниковой стали, рабочие кольца – из высоколегированной стали. На *рис. 4.5* показана конструкция типового автомобильного четырехколесного комплексного гидротрансформатора, на *рис. 4.6* — конструкция роликовой муфты свободного хода, на *рис. 4.7* — муфты свободного хода сухарного типа.

4.4.4. Гидромеханическая передача

На первый взгляд гидротрансформатор обладает достаточным диапазоном регулирования, если под ним понимать отношение максимального коэффициента трансформации к коэффициенту трансформации на режиме гидромуфты, т. е. к единице. Действительно, существуют конструкции гидротрансформаторов с максимальным коэффициентом трансформации 3,5—4 и даже выше. Однако попытки создания автомобилей с гидродинамической трансмиссией (т. е. с трансформацией крутящего момента только с помощью гидротрансформатора) окончились неудачей. Основная причина этого — работа гидротрансформатора на малых значениях передаточного отношения с низкими КПД при движении автомобиля с повышенными значениями силы тяги в зоне малых и средних скоростей.

Невысокие значения КПД гидротрансформатора в режиме трогания автомобиля с места не являются недостатком, так как и при механической трансмиссии задача плавного соединения вращающегося вала двигателя и невращающегося вала трансмиссии решается работой сцепления в режиме буксования, так что КПД механической трансмиссии в этом случае тоже мал. Однако при выполнении автомобилем транспортной работы допустимо использование гидротрансформатора только в зоне достаточно высоких КПД. Обычно считают, что допустимыми являются те режимы работы гидротрансформатора, когда его КПД равен или превышает 80%. Обозначим коэффициент трансформации на этом режиме работы гидротрансформатора K_{80}. Тогда при применении гидротрансформатора мы можем рассчитывать на его преобразующие свойства только в диапазоне K_{80} — 1,0. Выше говорилось, что объективно необходимый диапазон регулирования трансмиссии определяется отношением необходимого максимального передаточного числа к минимальному. Если максимальное передаточное число выбирать из условия преодоления заданного максимального сопротивления движению, а минимальное — из условия движения с максимальной скоростью, то требуемый диапазон регулирования составит для легкового автомобиля величину порядка 4,0—3,9, для грузового автомобиля — порядка 8,0. У современных гидротрансформаторов величина K_{80} составляет 1,3—2,0. Таким образом, для обеспечения необходимого диапазона регулирования гидротрансформатор необходимо дополнить узлом, обеспечивающим возможность дополнительного изменения передаточного числа трансмиссии. Чаще всего таким узлом является механическая ступенчатая коробка передач.

Сочетание гидротрансформатора с механической ступенчатой коробкой передач называют *гидромеханической передачей*. На механический редуктор в гидромеханической передаче кроме вышеизложенного возлагаются также функции организации передачи заднего хода и нейтральной передачи, при которой можно было бы

увеличивать частоту вращения вала двигателя (например, при прогреве) при неподвижном автомобиле. При выборе схемы механической части гидромеханической передачи большое значение имеет число передач. С одной стороны, чем больше число передач в механической коробке, тем в более узком диапазоне передаточных отношений, а значит, и с большим КПД будет работать гидротрансформатор, с другой стороны, увеличение числа передач ведет к усложнению конструкции гидромеханической передачи. Кроме того, следует учитывать то обстоятельство, что переключение передач в механической коробке гидромеханической передачи лучше производить автоматически. Дело в том, что при механической трансмиссии одним из наиболее информативных параметров для водителя при выборе момента переключения передач является частота вращения вала двигателя. При наличии в трансмиссии гидротрансформатора двигатель мало меняет частоту вращения своего вала (при прозрачном гидротрансформаторе) или не меняет вовсе (при непрозрачном гидротрансформаторе). Отсутствие очевидной информации о необходимости смены передачи вводит малоопытного водителя в заблуждение, и автомобиль может двигаться на передаче, при которой гидротрансформатор работает в зоне низких КПД, что, в свою очередь, может существенно ухудшить топливно-экономические показатели автомобиля. При большом числе ступеней в механической коробке передач существенно усложняется система автоматического переключения передач.

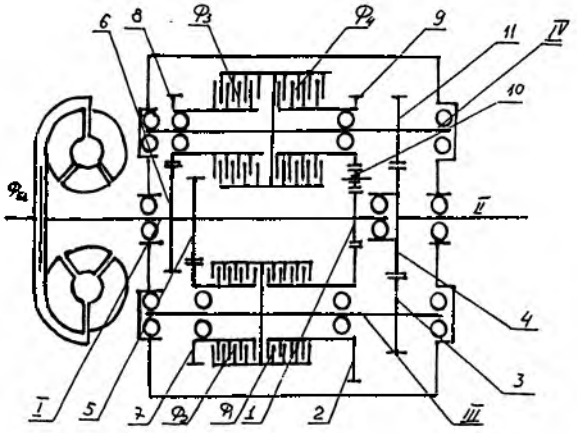
Обычно для гидромеханических передач автобусов выбирают число передач от 2 до 4, для легковых и грузовых автомобилей — от 3 до 5.

Переключение передач в ступенчатой коробке передач гидромеханической передачи может осуществляться либо зубчатыми муфтами, как в обычных ступенчатых коробках передач, либо фрикционными устройствами. При переключении передач зубчатыми муфтами необходимо в процессе переключения разорвать поток мощности, поэтому в этом случае после гидротрансформатора устанавливается обычное фрикционное сцепление, размыкаемое в процессе переключения передач. Сочетание гидротрансформатора, фрикционного сцепления и ступенчатой коробки передач с переключением передач зубчатыми муфтами называют *диапазонной* гидромеханической передачей. В зарубежной технической литературе такие передачи называют гидромеханическими передачами типа ГСК (гидротрансформатор — сцепление — коробка передач). Следует отметить, что процесс переключения передач в диапазонных передачах автоматизируется с определенными сложностями — в процессе переключения необходимо автоматически прекратить подачу топлива, выключить сцепление, выключить предыдущую и включить последующую передачу. Поэтому в подавляющем случае диапазонные гидромеханические передачи выполняют с ручным (неавтоматическим) переключением передач.

Выше указывалось, что правильный выбор момента переключения передач при наличии гидротрансформатора представляет определенную трудность, поэтому диапазонные гидромеханические передачи применяют на транспортных средствах, где предполагается наличие высококвалифицированных водителей (в основном на специальных автомобилях). На массовых автомобилях конструкторы предпочитают применять гидромеханические передачи с автоматическим переключением передач, поэтому механическая часть обычно представляет собой коробку передач с переключением передач фрикционными устройствами.

Такие коробки передач могут выполняться как с неподвижными осями валов, так и планетарными.

При выборе механической коробки передач первого типа с переключением передач фрикционными муфтами при числе передач больше двух конструктор сталкивается с проблемой больших осевых размеров коробки. Поэтому в таких случаях часто идут на применение многовальной схемы, позволяющей сократить осевые размеры коробки передач. На *рис. 4.8* показана кинематическая схема, а на *рис. 4.9* — общий вид гидромеханической передачи с многовальной коробкой передач.



ФР / передача	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	$\Phi_{бл}$	i
I						2.43
II						1.44
III						0.98
задний ход						1.92

Рис. 4.8. Кинематическая схема многовальной коробки передач ГМП

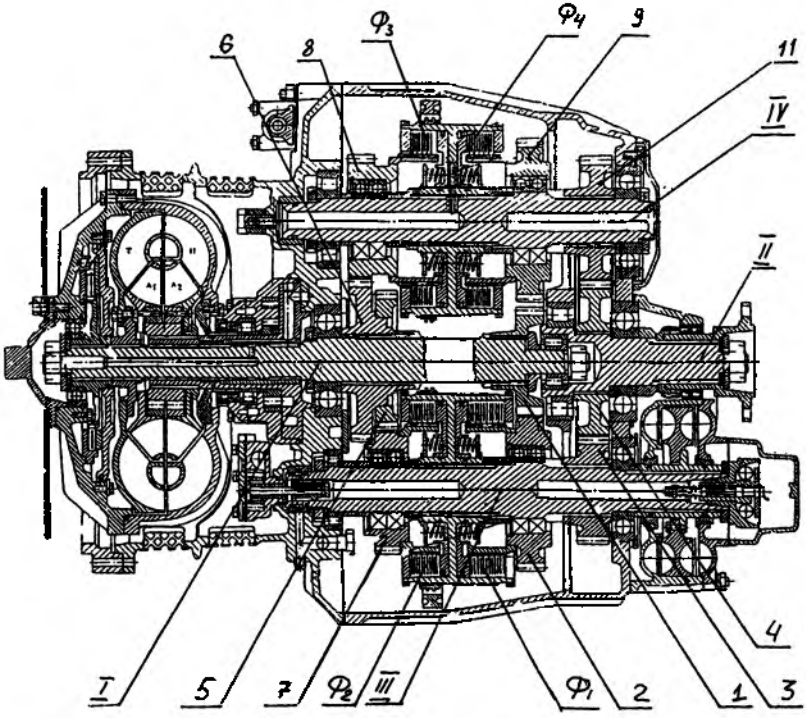


Рис. 4.9. ГМП с многовальной коробкой передач

Коробка передач имеет четыре вала, из которых вал I — входной вал передачи (вал турбины), валы II и III — промежуточные, вал IV — выходной вал передачи. На валу I закреплены шестерни *1*, *5* и *6*, на валу III закреплена шестерня *3* и общая ступица фрикционов $Ф_3$ и $Ф_4$, а на подшипниках установлены шестерни *2* и *7*. На валу IV закреплена шестерня *11* и общая ступица фрикционов $Ф_2$ и $Ф_1$, а на подшипниках установлены шестерни *8* и *9*. На выходном валу II закреплена шестерня *4*. В коробке передач предусмотрены четыре многодисковых фрикциона: $Ф_1$ — первой передачи, $Ф_2$ — второй передачи, $Ф_3$ — третьей передачи и $Ф_4$ — заднего хода. С шестерней *1* и *9* в зацеплении находится паразитная шестерня *10*.

При включении первой передачи замыкается фрикцион $Ф_1$, и крутящий момент с вала турбины I через шестерни *1* и *2* попадает на вал III, а затем через шестерни *3* и *4* — на выходной вал II. При включении второй передачи замыкается фрикцион $Ф_2$, и момент с вала турбины I через шестерни *5* и *7* попадает на вал III, а с него через шестерни *3* и *4* — на выходной вал II. При включении третьей передачи замкнут фрикцион $Ф_3$, и момент с вала турбины через шестерни *6* и *8* и фрикцион $Ф_3$ попадает на промежуточный вал I, с него через шестерни *11* и *4* — на выходной вал II. При

включении третьей передачи предусмотрена блокировка фрикциона $\Phi_{бл}$, установленного между колесами насоса и турбины гидротрансформатора. Для включения заднего хода блокируется фрикцион Φ_4, и момент с вала турбины через шестерню *1*, паразитную шестерню *10*, шестерню *9* и фрикцион Φ_4 попадает на вал IV, а с него через шестерни *11* и *4* — на вал II, при этом направление вращения выходного вала противоположно направлению вращения вала турбины.

Как видно из вышеизложенного, процесс переключения в коробке передач с фрикционным управлением сводится к изменению подачи давления жидкости от одного фрикциона к другому. При этом процесс выключения фрикциона предыдущей передачи и включения последующей передачи можно организовать таким образом, что в течение определенного промежутка времени будут включены фрикционы обеих передач (это называют перекрытием передач). Перекрытие передач исключает рывок автомобиля при переключении и обеспечивает движение автомобиля в процессе переключения без разрыва потока мощности на ведущих колесах, что положительно сказывается на эксплуатационных качествах автомобиля.

При применении планетарного редуктора в механической части гидромеханической передачи обычно для получения трех и более ступеней применяют либо полуторный (для трех ступеней и заднего хода), либо двойной планетарный ряд (для трех- и четырехступенчатых передач с передачей заднего хода).

Схемы планетарных механизмов могут быть самые разнообразные, но принцип работы во всех случаях остается один.

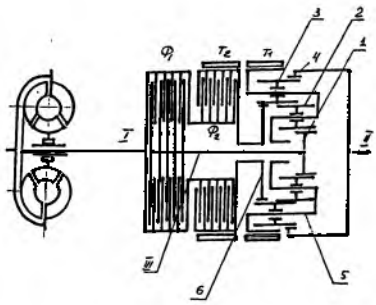


Рис. 4.10. Кинематическая схема планетарной коробки передач ГМП

На *рис. 4.10* показана кинематическая схема, а на *рис. 4.11* — общий вид гидромеханической передачи с планетарным механическим редуктором, представляющим собой полуторный планетарный ряд. Такая схема позволяет получить три передачи переднего хода и одну передачу заднего хода и применяется рядом известных автомобильных фирм в гидромеханических передачах как грузовых, так и легковых автомобилей.

Редуктор имеет три вала: входной вал I, являющийся валом турбины гидротрансформатора, выходной вал II и промежуточный вал III. Редуктор состоит из задней (по расположению относительно гидротрансформатора) шестерни *1*, коротких сателлитов *2*, длинных сателлитов *3*, коронной шестерни *4*, водила *5*, передней солнечной шестерни *6*. Управление редуктором осуществляется многодисковыми фрикционами Φ_1 и Φ_2 и ленточными тормозами T_1 и T_2.

Вал I приводит во вращение ведущие элементы фрикционов Φ_1 и Φ_2. Ведомый элемент фрикциона Φ_1 установлен на валу III,

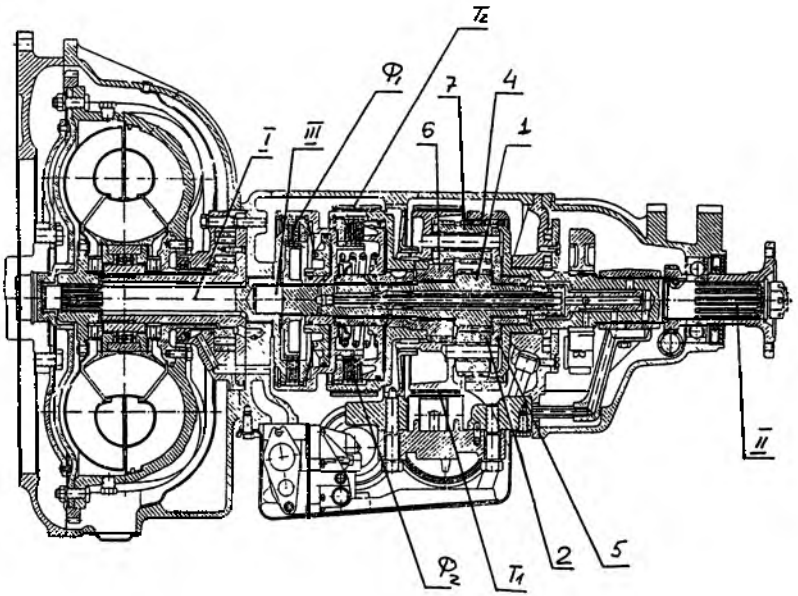


Рис. 4.11. ГМП с планетарной коробкой передач

на котором закреплена задняя солнечная шестерня *1*, которая зацеплена с сателлитами *2*. Сателлиты *2*, одновременно зацеплены с сателлитами *3*, при этом и короткие сателлиты *2* и длинные сателлиты *3* вращаются на осях, закрепленных в общем водиле *5*. Длинные сателлиты *3* зацеплены с передней шестерней *6* и коронной шестерней *4*, закрепленной на выходном валу II. Ведомый элемент фрикциона $Ф_2$ установлен на общем валу с передней шестерней *6*, а его корпус может останавливаться ленточным тормозом T_2. Корпус водила *5* может останавливаться ленточным тормозом T_1.

Рассмотренный планетарный ряд называют полуторным потому, что при одном водиле и одной коронной шестерне имеется два комплекта сателлитов и две солнечные шестерни.

Фрикционный элемент / передача	$Ф_1$	$Ф_2$	T_1	T_2
ПЕРВАЯ	×		×	
ВТОРАЯ	×			×
ТРЕТЬЯ (ПРЯМАЯ)	×	×		
ЗАДНИЙ ХОД		×	×	

Рис. 4.12. Схема включения фрикционных элементов планетарной коробки передач

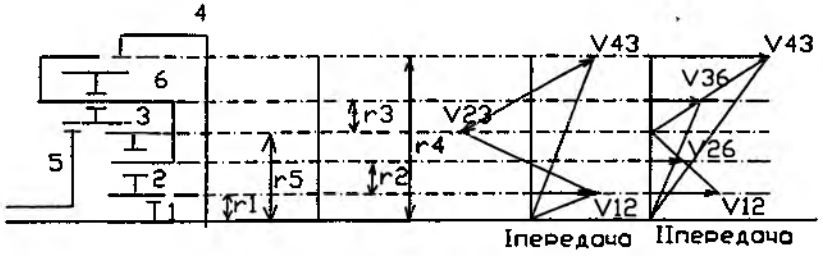


Рис. 4.13. Планы скоростей на различных передачах в планетарной коробке передач

На *рис. 4.12* показана схема включения фрикционных элементов управления при включении передач, а на *рис. 4.13* — планы скоростей при включении первой и второй передач.

При включении первой передачи замкнуты фрикцион Φ_1 и тормоз T_1. В этом случае передача превращается в многопоточную с передачей момента от солнечной шестерни *1* к коронной шестерне *4* последовательно через сателлиты *2* и *3* с остановленными осями, и передаточное число первой передачи определяется отношением числа зубьев коронной z_4 и солнечной z_1 шестерен.

$$i_I = \frac{z_4}{z_1}.$$

При включении второй передачи замкнуты фрикцион Φ_1 и тормоз T_2. Крутящий момент от солнечной шестерни *1* подается на сателлиты *2*, затем на сателлиты *3*, которые, обкатываясь по остановленной солнечной шестерне *6*, увлекают своими осями водило и передают вращение коронной шестерне *4*. На плане скоростей показаны линейные скорости отдельных точек передачи, при этом каждая линейная скорость имеет двойную индексацию: первый индекс означает номер звена, скорость которого изображена, второй индекс — номер звена, в контакте с которым определяется линейная скорость. Угловая скорость звена в этом случае определяется тангенсом наклона к вертикали линии, соединяющей центр плана скоростей с концом вектора линейной скорости. Из плана скоростей передаточное число второй передачи равно:

$$i_{II} = \frac{z_4}{z_1} \cdot \frac{z_1 + z_2}{z_6 + z_3}.$$

При включении третьей передачи замкнуты фрикционы Φ_1 и Φ_2. Передняя и задняя солнечные шестерни сблокированы между собой, весь механизм вращается как одно целое. Третья передача — прямая.

Для включения заднего хода фрикцион Φ_1 размыкается, замыкаются фрикцион Φ_2 и тормоз T_1. Момент попадает на переднюю солнечную шестерню *6*, через длинные сателлиты *3* на коронную шестерню *4*. Направление вращения изменяется на обратное.

Звенья планетарного механизма могут останавливаться как фрикционами, так и ленточными тормозами. В последнее время наблюдается тенденция применения в качестве элементов управления планетарными передачами только многодисковых фрикционов.

Сателлиты устанавливаются на осях чаще всего на роликоподшипниках.

Многодисковые фрикционы представляют собой набор стальных дисков или чередование ведомых стальных дисков с ведущими стальными дисками с металлокерамическими или бумажными накладками. На *рис. 4.14* показан типичный многодисковый фрикцион, применяемый в гидромеханических передачах.

Ленточные тормоза представляют собой стальной барабан, охватываемый гибкой стальной лентой с приклеенными металлокерамическими или бумажными накладками. Управляется ленточный тормоз обычно гидравлическим сервоцилиндром. На *рис. 4.15* показана типичная конструкция ленточного тормоза гидромеханической передачи.

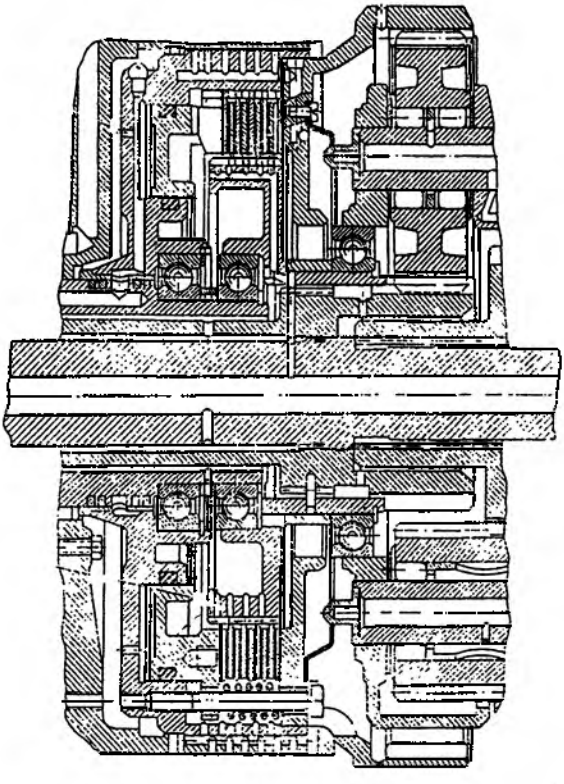


Рис. 4.14. Конструкция многодискового фрикциона планетарной коробки передач

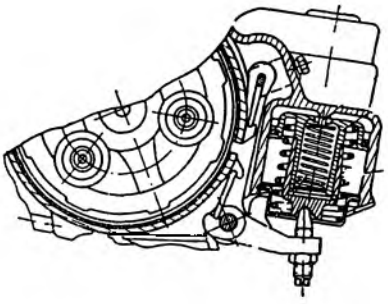


Рис. 4.15. Конструкция ленточного тормоза планетарной коробки передач

В диапазонных гидромеханических передачах управление сцеплением и ступенчатой коробкой передач осуществляется так же, как и в обычных механических ступенчатых трансмиссиях. В этом случае дополнительная система гидромеханической передачи должна только обеспечить нормальное функционирование гидротрансформатора. Дело в том, что гидротрансформатор, поглощая на определенных режимах значительную часть энергии двигателя (на «стоповом» режиме — всю энергию двигателя), вызывает значительный нагрев рабочей жидкости. Предельная допустимая температура рабочей жидкости составляет 120—130 °С. Для предотвращения перегрева применяют проточную систему циркуляции рабочей жидкости, при которой часть жидкости после турбинного колеса отбирается и отводится в специальный теплообменник, откуда сливается в картер. Из картера вспомогательным насосом масло возвращается к входу в насосное колесо. Система подпитки одновременно обеспечивает поддержание в рабочей полости минимального давления 0,3—0,5 МПа. Это необходимо для предотвращения сильного пенообразования и кавитационных явлений на входе в насосное колесо.

В гидромеханических передачах с фрикционным переключением передач необходимо наличие системы, обеспечивающей работу управляющих фрикционных элементов. Поскольку практически все гидромеханические передачи используют гидравлическое управление фрикционными элементами, гидромеханическая передача должна иметь соответствующую гидравлическую систему, обеспечивающую функционирование системы переключения передач, смазывание деталей, подпитку и охлаждение гидротрансформатора.

Охлаждение рабочей жидкости гидромеханической передачи производится в радиаторах, которые принципиально не отличаются от радиаторов системы охлаждения двигателя или узлов трансмиссии. Охлаждающей средой может быть воздух или жидкость системы охлаждения двигателя.

Гидравлическая система включает в себя насосную установку (число насосов может быть от одного до четырех) с элементами регулирования рабочего давления. Чаще всего применяются шестеренчатые насосы с внешним или внутренним зацеплением, обеспечивающие создание в гидравлической системе давления до 2—2,5 МПа. Основной насос получает вращение от входного вала гидротрансформатора. Часто в системе предусматривается второй

насос, получающий вращение от выходного вала гидромеханической передачи, что обеспечивает подачу масла в гидросистему при движении накатом с выключенным двигателем или при запуске двигателя буксировкой автомобиля. Подпитка гидротрансформатора может осуществляться специальным насосом, но чаще производится из основной гидравлической системы.

При автоматическом управлении ступенчатой коробкой передач гидромеханической передачи система управления может быть гидравлической, электрогидравлической или электронногидравлической. В первом случае автоматическое управление обеспечивается элементами гидроавтоматики, во втором — аналоговыми электрическими датчиками и гидравлической системой исполнения, в третьем — электронной системой (микропроцессором) и гидравлическим исполнительным механизмом.

Рассмотрим простейшую систему автоматического управления переключением передач двухступенчатой коробки с использованием элементов гидроавтоматики. Известно, что для нормального функционирования системы автоматического управления ступенчатой коробкой передач как минимум необходимы три информационных параметра: скорость движения автомобиля, степень загрузки двигателя и передача, включенная к моменту переключения.

Принципиальная схема такой системы управления представлена на *рис. 4.1б.*

Система состоит из двух датчиков: датчика частоты вращения ведомого вала коробки передач (он дает информацию о скорости движения автомобиля) и датчика загрузки двигателя.

На *рис 4.1б* датчик скорости представлен блоком А. Входным параметром для датчика скорости является частота вращения выходного вала коробки передач, а выходным — давление, подаваемое в скоростную камеру переключающего золотника. Датчик представляет собой золотник с реактивным поршнем, помещенный во вращающийся корпус. Корпус золотника вращается вместе с выходным валом коробки передач. К корпусу подводится давление от насоса, однако входной канал может перекрываться золотником. Выходной канал датчика связан гидромагистралью со скоростной камерой переключающего золотника (блок В). Выходной канал связан также обходным каналом со сливной магистралью, однако обходной канал также может перекрываться золотником. На одном жестком стержне с золотником закреплен центробежный груз, находящийся вне корпуса. При вращении корпуса золотника с частотой вращения выходного вала коробки передач центробежная сила, действующая на груз, стремится сместить груз вместе с золотником. При смещении золотника открывается напорная магистраль и на такую же величину закрывается обводной канал, связывающий выходной канал со сливом. В пространстве между золотником и реактивным поршнем устанавливается определенное давление, дей-

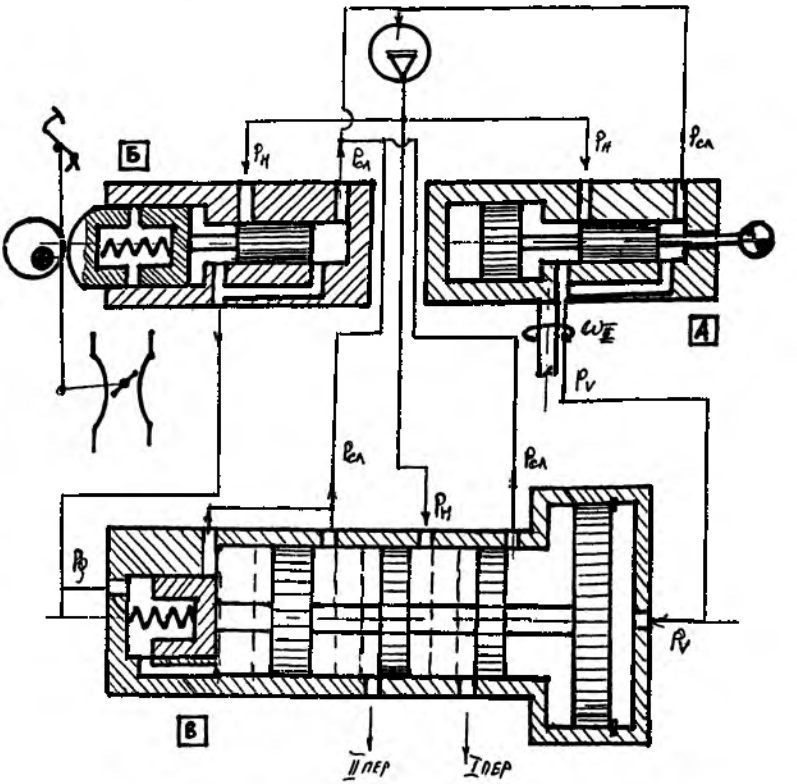


Рис. 4.16. Гидравлическая схема автоматического управления ГМП с применением гидроавтоматики

ствие этого давления на неуравновешенную площадь реактивного поршня создает противодействие центробежной силе, благодаря чему каждому значению частоты вращения выходного вала коробки передач соответствует определенное положение золотника и, следовательно, определенное давление в выходной магистрали датчика скорости.

Аналогично работает и датчик загрузки двигателя (блок Б). Здесь корпус золотника неподвижен, на реактивный поршень, жестко связанный с золотником, действует пружина, на которую, в свою очередь, воздействует плунжер, перемещаемый эксцентриком, закрепленным на тяге управления подачей топлива. При определенной подаче топлива эксцентрик переместит нажимной плунжер, усилием пружины реактивный поршень и золотник переместятся, и при этом на одинаковую величину откроется напорная магистраль, соединяющая датчик с насосной установкой, и закроется обходной канал, связывающий выходную магистраль со сливом. При этом в выходной магистрали, связывающей датчик нагрузки с нагрузоч-

ными камерами переключающего золотника, установится давление, являющееся функцией степени загрузки двигателя, и воздействие этого давления на неуравновешенную площадь реактивного поршня создаст противодействие усилию пружины.

Переключающий золотник имеет две нагрузочные камеры, в которые подается давление от датчика нагрузки, причем в малую нагрузочную камеру давление подается непосредственно от датчика нагрузки, а в большую — через обводной канал из малой камеры. С противоположной стороны переключающего золотника расположена скоростная камера, в которую подается давление от датчика скорости. Поршни обеих нагрузочных камер и скоростной камеры связаны одним стержнем, на котором также имеются разделительные пояски, обеспечивающие при подаче давления в исполнительные механизмы включения одной передачи соединение со сливом исполнительных механизмов другой передачи. На поршень малой нагрузочной камеры действует пружина, обеспечивающая при неподвижном автомобиле такое положение переключающего золотника, при котором давление подается в исполнительные механизмы включения первой передачи, а исполнительные механизмы включения второй передачи связаны со сливом.

При разгоне автомобиля на первой передаче с определенной степенью подачи топлива датчик нагрузки установит в нагрузочных камерах переключающего золотника давление, соответствующее данной степени загрузки двигателя. Совместное усилие обеих нагрузочных камер и пружины обеспечит положение переключающего золотника, соответствующее включению первой передачи. При увеличении скорости движения автомобиля увеличивается давление, создаваемое в скоростной камере переключающего золотника датчиком скорости, и в некоторый момент, согласно закону переключения передач, усилие поршня скоростной камеры станет больше совместного усилия поршней обеих нагрузочных камер и пружины. Переключающий золотник начнет перемещаться в положение, соответствующее включению второй передачи (на рассматриваемой схеме — влево). При этом левая кромка поршня малой нагрузочной камеры начнет перекрывать обходной канал, связывающий малую и большую нагрузочные камеры, а правая кромка того же поршня начнет открывать канал, связывающий большую нагрузочную камеру со сливом. Давление в большой силовой камере начнет резко уменьшаться, и переключающий золотник уверенно перейдет в положение, при котором давление насоса будет подаваться в исполнительные механизмы включения второй передачи, а исполнительные механизмы включения первой передачи соединятся со сливом. Таким образом исключается неустойчивое положение переключающего золотника — при подаче команды он уверенно занимает одно из крайних положений. Обратное переключение произойдет при уменьшении скорости движения автомобиля, при этом очевидно, что

обратное переключение произойдет при меньшей, чем при прямом переключении, скорости движения, поскольку при включенной второй передаче усилию скоростной камеры противодействуют только усилие малой нагрузочной камеры и пружины. При подаче команды на обратное переключение золотник также уверенно перейдет в положение включения первой передачи, поскольку в начале его перемещения в работу начнет включаться поршень большой нагрузочной камеры.

Как видно из принципа работы, такая схема может обеспечить автоматическое управление двухступенчатой коробкой передач. При увеличении числа ступеней автоматической коробки увеличивается число переключающих золотников.

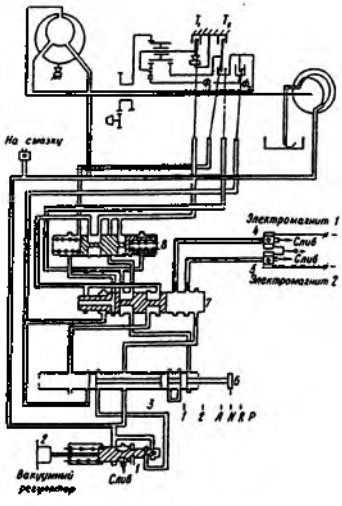


Рис. 4.17. Гидравлическая схема автоматического управления ГМП с применением электронногидравлической автоматики

При электронногидравлическом управлении коробкой передач перемещение переключающего золотника обеспечивается электромагнитом, получающим соответствующую команду от управляющего микропроцессора. Датчики нагрузки и скорости в этом случае обычно представляют собой электрический сигнал, который после соответствующего преобразования подается в бортовой микропроцессор. На *рис 4.17* представлена схема электронногидравлической системы управления гидромеханической передачи легкового автомобиля.

Регулирование давления в главной магистрали осуществляется золотником *1* в зависимости от величины разрежения в задроссельном пространстве (при помощи вакуумного регулятора *2*), а также в зависимости от включенной передачи. На частоте вращения холостого хода, когда разрежение в задроссельном пространстве достигает максимальной величины, вакуумный регулятор, сжимая пружину, передвигает золотник *1* в крайнее левое положение. Главное давление в этом случае будет минимальным. При увеличении загрузки двигателя разрежение в задроссельном пространстве уменьшается. Сила, сжимающая пружину золотника *1*, уменьшается, и золотник передвигается вправо. При этом давление в главной масляной магистрали возрастает.

На передаче заднего хода давление в главной масляной магистрали повышается, поскольку канал *3* соединен со сливом и давление главной масляной магистрали действует на меньшую площадь золотника *1*.

В гидротрансформатор и в каналы системы смазки коробки передач масло поступает из магистрали нагнетания масляного насоса через дроссельное отверстие. Расход масла через гидротрансформатор составляет 4—6 л/мин, рабочая температура масла около 135 °С. Давление масла в системе смазки регулируется редукционным клапаном.

Переключение передач происходит в зависимости от скорости автомобиля и нагрузки двигателя посредством включения или выключения соответствующих электромагнитных клапанов *4* и *5*, управляемых электромагнитами *1* и *2*.

Датчик скорости выполнен в виде тахогенератора. Параметр нагрузки двигателя вводится путем поворота полюсов тахогенератора, связанных с дроссельной заслонкой и имеющих максимальный угол поворота 60°. Возможен вариант датчика скорости, передающего высокочастотный электрический сигнал (зубчатое колесо, проходит мимо электромагнитной катушки) и датчика нагрузки, обеспечивающего электрический сигнал, пропорциональный степени разрежения во впускном трубопроводе или степени открытия дроссельной заслонки. Команда на переключение подается в электромагнитные клапаны *4* и *5* от бортового микропроцессора, получающего сигналы датчиков скорости и нагрузки и вырабатывающего команду на переключение в соответствии с заложенной программой.

Золотник *6* выбора режимов движения, управляемый контроллером, имеет следующие позиции: «1», «2», *A*, *N*, *R*, *P*.

При установке его в позицию *A* давление поступает к цилиндру фрикциона $Ф_2$, включаемого на всех передачах переднего хода. Золотник шагового переключателя *7* находится в крайнем левом положении, так как включены оба электромагнита. Все другие цилиндры фрикционных элементов соединены со сливом. При этом включена первая передача.

На второй передаче выключается электромагнитный клапан *4* и происходит слив масла из-под правого торца золотника *7*, который занимает среднее положение. При этом масло из главной масляной магистрали поступает к левому торцу согласующего золотника *8* и далее на включение тормоза T_2. Цилиндры тормоза T_1 и фрикциона $Ф_1$ соединяются со сливом.

При выключении электромагнитного клапана *5* золотник *7* перемещается вправо до кромки отверстия, соединяющего эту полость с электромагнитным клапаном *5*. Перемещение золотника *7* осуществляется за счет давления масла, действующего на разные площади с его обоих торцов. При этом масло под давлением поступает к цилиндру фрикциона $Ф_1$, одновременно согласующий золотник *8* смещается влево и соединяет тормоз T_2 со сливом. Таким образом обеспечивается включение третьей передачи.

При перемещении золотника *6* в позиции «1», «2» и *R* включаются соответствующие этим режимам фрикционные элементы.

Блокировка одновременного включения двух передач обеспечивается золотниками *7* и *8* (посредством слива масла из неработающих цилиндров на каждой передаче), блокировка включения заднего хода — в контроллере, блокировка включения первой передачи при скорости движения выше заданной осуществляется в электронном блоке.

Плавность переключения передач обеспечивается подбором соответствующего материала накладок фрикционных элементов, необходимой вязкости масла и соответствующим подбором диаметров золотников гидросистемы.

Золотник *8* осуществляет перекрытие передач при переключении со второй на третью передачу и с третьей на вторую. Это обеспечивает переключение передач без разрыва потока мощности.

4.5. Объемные гидропередачи

Объемной гидропередачей называют гидравлическую систему, включающую в себя объемный гидравлический насос, объемный гидравлический мотор и систему регулирования, которая служит для передачи энергии от одного узла к другому.

В объемных гидравлических машинах передача механической энергии осуществляется изменением объемов рабочих камер гидравлических машин.

Потенциальной энергией положения (высота столба жидкости) в объемных передачах обычно пренебрегают, поскольку разности высот между отдельными элементами гидросистемы несоизмеримо малы в сравнении с действующими в ней статическими давлениями жидкости. В равной мере пренебрегают и кинетической энергией потока жидкости.

Основным преимуществом объемных гидравлических передач являются малые габариты и удельная масса (масса, приходящаяся на единицу передаваемой мощности). Так, например, объемный гидравлический насос при частоте вращения рабочего вала 2500—3000 об/мин и давлении 20—25 МПа имеет удельную массу 0,2—0,3 кг/кВт.

4.5.1. Принцип работы объемной гидропередачи

Принцип работы можно рассмотреть на примере простейшего варианта объемной гидропередачи — гидродомкрата, схема которого приведена на *рис. 4.18*. Два цилиндра *1* и *2* различных диаметров связаны гидромагистралью *5* с встроенными обратными клапанами, пространство под поршнями заполнено жидкостью,

кроме этого в цилиндре *1* имеется всасывающая магистраль с обратным клапаном, связанная с резервуаром рабочей жидкости, а цилиндр *2* имеет сливную магистраль, управляемую краном *3*.

Если к штоку цилиндра *1* приложить силу F_1, то под поршнем создастся давление p_1, равное отношению силы к площади поршня этого цилиндра:

$$p_1 = \frac{4F_1}{\pi d_1^2},$$

где d_1 — диаметр цилиндра *1*.

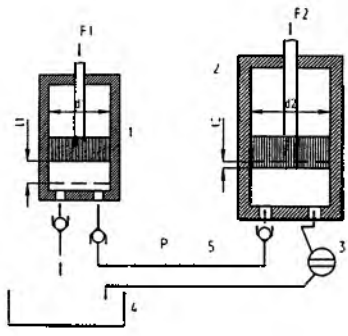


Рис. 4. 18. Схема гидродомкрата

Это давление, если пренебречь незначительной потерей давления в гидромагистрали, будет действовать на поршень цилиндра *2*, в результате чего на его штоке будет реализована сила F_2, равная произведению давления на площадь поршня.

$$F_2 = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4} = F_1 \frac{d_2^2}{d_1^2};$$

где d_2 — диаметр цилиндра *2*.

Таким образом, усилие на штоке цилиндра *2* во столько раз больше усилия на штоке *1*, во сколько раз площадь его поршня больше площади поршня цилиндра *1*.

При перемещении поршня цилиндра *1* на величину l_1 определим количество вытесненной из этого цилиндра жидкости Q_1:

$$Q_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} l_1.$$

Считая, что в гидромагистрали отсутствуют объемные потери жидкости, получим, что весь объем жидкости, вытесненной из цилиндра *1*, переместится в цилиндр *2* ($Q_1 = Q_2$), тогда перемещение поршня цилиндра *2* l_2 составит:

$$l_2 = \frac{4Q_1}{\pi d_2^2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} l_1.$$

Увеличение усилия на поршне выходного цилиндра сопровождается кратным уменьшением перемещения штока этого цилиндра, таким образом, данное устройство можно назвать гидрорычагом.

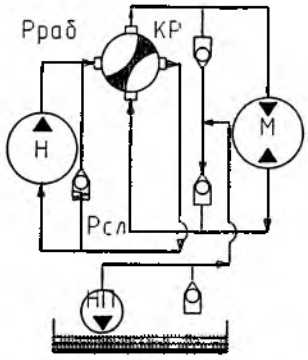


Рис. 4.19. Схема объемной гидропередачи

Если на место цилиндров *1* и *2* поставить гидравлические машины вращательного действия (соответственно насос и мотор), то после введения нескольких дополнительных устройств получим объемную гидропередачу вращательного действия. Принципиальная схема такой передачи показана на *рис. 4.19.* Здесь: Н — насос, создающий в напорной магистрали давление $P_{раб}$ при приложении к его валу крутящего момента; М — мотор, реализующий рабочее давление и создающий на валу выходной крутящий момент; $P_{сл}$ — давление в сливной магистрали; КР — кран реверса, позволяющий мотору работать в режиме насоса, а насосу — в режиме мотора. Кроме этого схема включает в себя насос подпитки, обеспечивающий определенную величину избыточного сливного давления для исключения кавитационных явлений в сливной магистрали, и предохранительный клапан, ограничивающий максимальное давление в напорной магистрали.

Гидромашина вращательного действия характеризуется следующими показателями:

q — рабочий объем машины — количество жидкости, вытесняемой за один оборот рабочего вала машины;

Q — производительность (подача) — количество жидкости, вытесняемой в единицу времени;

M — крутящий момент на рабочем валу машины;

ω — частота вращения рабочего вала машины;

P — мощность, потребляемая (развиваемая) гидромашиной;

p — давление, создаваемое (реализуемое) гидромашиной.

Основной объективной характеристикой гидромашины следует считать рабочий объем. Производительность гидромашины при вращении его вала с частотой ω определяется из выражения (потерями пренебрегаем):

$$Q = \frac{q\omega}{2\pi}.$$

Мощность на валу гидромашины представляет собой произведение производительности на развиваемое давление:

$$P = Qp = \frac{pq\omega}{2\pi}.$$

Крутящий момент на валу гидромашины представляет собой отношение мощности к частоте вращения:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{q\omega}{2\pi}.$$

Если имеется гидропередача, составленная из насоса с рабочим объемом $q_н$ и мотора с рабочим объемом $q_м$, то при вращении вала насоса с частотой $\omega_н$ при приложении к его валу крутящего момента $M_н$ в напорной магистрали создается давление $p_н$:

$$p_н = \frac{2\pi M_н}{q_н}.$$

(В данном примере для простоты пренебрегаем всеми видами потерь, о которых речь будет идти ниже.)

В единицу времени насос будет вытеснять количество жидкости, равное подаче насоса:

$$Q_н = \frac{q_н \omega_н}{2\pi}$$

Давление, подаваемое в мотор, обеспечит реализацию на его валу крутящего момента $M_м$:

$$M_м = p_м \frac{q_м}{2\pi}.$$

При пренебрежении потерями считаем давление в моторе равным давлению на выходе из насоса:

$$p_м = p_н.$$

Тогда момент на валу мотора определится как момент, приложенный к валу насоса, умноженный на отношение рабочих объемов мотора и насоса:

$$M_м = M_н \frac{q_м}{q_н}.$$

Объем жидкости, вытесняемой в единицу времени из насоса, реализуется в моторе и обеспечивает вращение вала мотора с частотой, равной частоте вращения вала насоса, умноженной на отношение рабочих объемов насоса и мотора:

$$\omega_м = \frac{Q_м 2\pi}{q_м};$$

$$Q_м = Q_н;$$

$$\omega_м = \omega_н \frac{q_н}{q_м}.$$

4.5.2. Варианты применения объемной гидропередачи в трансмиссии автомобиля

Возможны следующие варианты применения объемной гидропередачи в трансмиссии автомобиля.

1. Рабочие объемы насоса и мотора равны между собой и постоянны:

$$q_н = q_м = \text{const}.$$

В этом случае применение объемной гидропередачи заменяет механическую связь между двумя агрегатами — этот вариант можно назвать гидровалом. В практике автостроения вариант гидровала встречается в тех случаях, когда применение механической передачи затруднено по ряду причин. Примером может служить привод ведущих мостов полуприцепа в автопоезде с активным полуприцепом. В этом случае передача крутящего момента с тягача на полуприцеп через седельно-сцепное устройство с помощью системы карданных валов приводит к значительному усложнению трансмиссии автопоезда. Применение в этом случае гидровала потребует установки на тягаче насоса, получающего энергию от раздаточной коробки тягача, а на полуприцепе — мотора, вал которого связан с валом трансмиссии полуприцепа. Связь насоса и мотора осуществляется двумя гидрошлангами, что значительно упрощает конструкцию активного автопоезда.

2. Рабочие объемы насоса и мотора неодинаковы, но оба постоянны. Такой вариант, который можно назвать гидроредуктором, также применяется при активизации привода прицепов и полуприцепов, в частности прицепов-роспусков.

3. Рабочий объем насоса или мотора либо их обоих переменен. В этом случае объемный гидропривод может выполнять функции бесступенчатой передачи. Рассмотрим различные комбинации такого варианта.

а) Рабочий объем мотора постоянен, рабочий объем насоса может меняться под воздействием внешнего регулятора. При постоянном режиме работы насоса (постоянном режиме работы двигателя автомобиля) момент на валу мотора и частота вращения вала мотора изменяются в соответствии с выражениями:

$$M_м = M_н \frac{q_м}{q_н};$$

$$\omega_м = \omega_н \frac{q_н}{q_м}.$$

Из приведенных выражений очевидно, что такая система может обеспечить равенство нулю частоты вращения вала мотора при вращении вала двигателя автомобиля и равенстве нулю рабочего

объема насоса, а плавное увеличение рабочего объема насоса позволит реализовать плавное трогание автомобиля с места, т. е. гидропередача помимо прочего может выполнить функции автомобильного сцепления. Очевидно, что при нулевом рабочем объеме насоса давление в напорной магистрали должно стать бесконечно большим, что в принципе невозможно. Любая реальная гидросистема рассчитана на определенное максимальное давление p_{max}, определяемое характеристиками шлангов, соединительных уплотнений и т. д., величина максимального давления ограничивается регулировкой предохранительного клапана в нагнетательной магистрали. Заданному максимальному давлению соответствует определенное минимальное значение рабочего объема насоса. В диапазоне изменения рабочего объема насоса от 0 до минимального значения происходит стравливание жидкости через предохранительный клапан в сливную магистраль. Крутящий момент мотора в этом диапазоне изменения частот вращения вала мотора остается максимальным и постоянным:

$$M_{м\,max} = M_{н}\frac{q_{м}}{q_{н\,min}}.$$

Рабочий объем, при котором прекращается стравливание давления через предохранительный клапан, назовем минимальным рабочим объемом насоса, его величина определяется величиной подводимого крутящего момента и допустимым максимальным давлением:

$$q_{н\,min} = \frac{2\pi M_{н}}{p_{max}}.$$

По мере увеличения рабочего объема насоса крутящий момент мотора бесступенчато уменьшается и соответственно увеличивается частота вращения вала мотора. Поскольку вал мотора определенным образом связан с валом привода колес, происходит разгон автомобиля, что и позволяет использовать гидрообъемную передачу в качестве бесступенчатой трансмиссии. Заметим, что гидрообъемная передача не является саморегулируемой, она требует внешней автоматической системы, обеспечивающей необходимое изменение передаточного числа.

б) Рабочий объем насоса постоянен, рабочий объем мотора уменьшается от максимального значения $q_{м\,max}$ до минимального $q_{м\,min}$. По мере уменьшения рабочего объема мотора крутящий момент на валу мотора уменьшается, а частота вращения вала мотора увеличивается, т. е. гидрообъемная передача выполняет роль бесступенчатого трансформатора крутящего момента. Заметим, что в этом случае неподвижное состояние вала мотора потребовало бы бесконечно большого значения рабочего объема мотора, поэтому

в трансмиссии требуется установка узла, разобщающего на холостом ходу двигателя валы двигателя и трансмиссии аналогично сцеплению в механической трансмиссии. Следует отметить, что в чистом виде такой вариант регулируемой гидрообъемной передачи практически не встречается.

в) Регулируемыми являются рабочие объемы насоса и мотора. Наиболее целесообразный вариант такой передачи — последовательное регулирование сначала рабочего объема насоса от $q_{н\,min}$ до $q_{н\,max}$ при постоянном рабочем объеме мотора $q_{м\,max}$ и затем регулирование рабочего объема мотора до величины $q_{м\,min}$ при постоянном значении рабочего объема насоса $q_{н\,min}$. Такое регулирование обеспечивает плавное трогание автомобиля с места (регулирование в первой фазе рабочего объема насоса от 0 до $q_{н\,min}$). Последовательное регулирование рабочих объемов насоса и мотора существенно усложняет систему управления гидропередачей и может применяться в тех случаях, когда диапазона регулирования рабочего объема насоса недостаточно для обеспечения требуемого диапазона регулирования трансмиссии.

При рассмотрении принципа работы объемной гидропередачи не учитывались потери в ней. Тем не менее потери, не влияя на принцип работы передачи, имеют большое значение при определении экономической целесообразности применения таких передач в автомобиле.

При работе объемной гидропередачи имеют место следующие виды потерь:

— механические потери в насосе. Они определяются трением в относительно перемещающихся деталях насоса и оцениваются коэффициентом механических потерь насоса $k_{мн}$, представляющим собой отношение момента, непосредственно затраченного на создание давления в напорной магистрали, к моменту, подведенному к валу насоса;

— объемные потери в насосе. Они вызваны утечкой жидкости через рабочие сопряжения в насосе и оцениваются коэффициентом объемных потерь насоса $k_{qн}$, равным отношению фактической производительности насоса к его теоретической подаче;

— механические потери в моторе. Они оцениваются коэффициентом механических потерь мотора $k_{мм}$, равным отношению момента, снимаемого с вала мотора, к его теоретическому значению при заданном давлении;

— объемные потери в моторе, вызванные утечкой рабочей жидкости через рабочие сопряжения мотора. Их величина оценивается коэффициентом объемных потерь мотора $k_{qм}$, равным отношению реализованной подачи мотора к фактической подаче насоса;

— потери давления в гидроприводе, вызванные трением жидкости о стенки шлангов, потерями на поворот русла и др. Оценивают

их коэффициентом потерь давления k_p, равным отношению давления, подаваемого в мотор, к давлению, создаваемому насосом.

Очевидно, что коэффициент полезного действия насоса будет представлять собой произведение коэффициента механических потерь насоса на коэффициент объемных потерь насоса; коэффициент полезного действия мотора — произведение коэффициента механических потерь мотора на коэффициент объемных потерь мотора, а коэффициент полезного действия объемной гидропередачи — произведение коэффициентов полезного действия насоса, мотора и коэффициента потери давления:

$$\eta_н = k_{мн}k_{qн};$$

$$\eta_м = k_{мм}k_{qм};$$

$$\eta_{огп} = \eta_н\eta_м k_p.$$

Коэффициенты механических и объемных потерь гидроагрегатов зависят от многих факторов: развиваемого (потребляемого) гидромашиной давления, частоты вращения вала машины, рабочего объема регулируемой машины и др. Аналитическое описание этих зависимостей сложно и в достаточной степени приближенно, поэтому пользователи гидромашин чаще пользуются экспериментально определенными зависимостями, которые обычно включаются в паспорт машины. КПД объемной гидропередачи может быть достаточно высок на определенном режиме работы в ограниченном диапазоне изменения выходных параметров. При любом отклонении выходных параметров КПД существенно падает. Например, объемная гидропередача ГСТ–90 при работе насоса с частотой 2000 об/мин при рабочем давлении 21 МПа и работе мотора с частотой 2000 об/мин будет иметь максимальный КПД 90%. При отклонении скоростных и нагрузочных режимов как насоса, так и мотора КПД передачи резко уменьшается. Так, при частоте насоса 2000 об/мин с тем же давлением и частоте мотора 500 об/мин КПД передачи уменьшается до 70%. Эксплуатация мотора на частотах ниже 500 об/мин вообще нецелесообразна из-за резкого уменьшения КПД. Особенностью бесступенчатой передачи автомобиля является постоянная переменность режимов работы практически по всем параметрам — рабочему давлению, частоте вращения валов мотора и насоса, поэтому на современном уровне совершенства гидромашин вращательного действия нет оснований надеяться на практическую возможность применения объемных гидропередач в качестве бесступенчатых передач массовых автомобилей.

Применение объемных гидропередач в качестве бесступенчатых трансмиссий целесообразно лишь в тех случаях, когда возможность применения обычной механической трансмиссии затруднено из-за определенных технических сложностей — компоновочных, массо-

вых, объемных и др. Целесообразны такие передачи и в том случае, когда режим их работы в течение всего рабочего цикла остается постоянным и близким к оптимальному. Это, например, имеет место при применении гидропередачи в качестве средства повышения проходимости, при приводе различных агрегатов и в других подобных случаях.

4.5.3. Конструкции объемных гидравлических машин вращательного действия

Теоретически в качестве машин объемной гидропередачи можно использовать объемные гидравлические насосы и моторы разнообразной конструкции — поршневые, лопастные, винтовые и зубчатые. Однако при использовании объемной гидропередачи в качестве бесступенчатой трансмиссии одним из основных требований, предъявляемых к ним, является необходимость обеспечения максимально возможного КПД. Из всех возможных типов конструкций наилучшие показатели в этом отношении имеют поршневые гидромашины, поэтому именно они чаще всего применяются как в качестве насоса, так и в качестве мотора объемных гидропередач, используемых в качестве бесступенчатой передачи автомобиля.

Все многообразие поршневых гидромашин можно разделить на две основные группы: *радиально-поршневые* и *аксиально-поршневые.*

Радиально-поршневые машины в свою очередь можно также разделить на две группы: радиально-поршневые машины однократного действия и радиально-поршневые машины многократного действия.

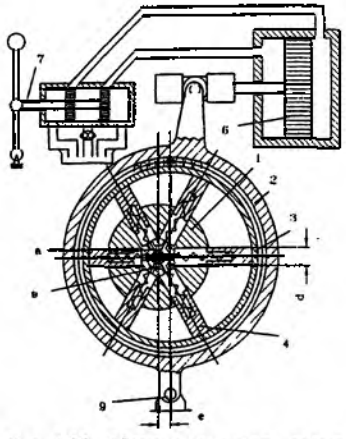


Рис. 4.20. Конструктивная схема радиально-поршневой гидромашины однократного действия

Радиально-поршневая машина однократного действия (*рис. 4.20*) состоит из статора и ротора цилиндрической формы, расположенных таким образом, что их центры имеют относительное смещение (*e*). Один из этих элементов может быть остановлен, другой может вращаться, при этом вращающийся элемент соединен либо с валом двигателя (насос), либо с валом трансмиссии (мотор). Во внутреннем элементе радиально расположены цилиндры, в которых помещены поршни. На схеме, представленной на *рис. 4.20,* вращается блок цилиндров *1* (ротор), неподвижен наружный статор *2.* Между центром вращения блока цилиндров и центром статора имеется эксцентриситет (*e*), величина которого может меняться с помощью силового цилиндра *6*, управляемого золотником *7.* Для уменьшения потерь на трение

торцевых поверхностей поршней *4* по внутренней поверхности статора *2* внутреннее кольцо статора представляет собой обойму роликового подшипника *8*. При ходе поршней от центра блока жидкость засасывается через отверстие (*а*) из магистрали низкого давления (сливной), при ходе поршней к центру — выталкивается через отверстие (*б*), создавая давление в напорной магистрали. Рабочий объем такой гидромашины прямо зависит от величины эксцентриситета. При повороте статора *2* относительно оси *9* изменится величина эксцентриситета, а следовательно, и величина рабочего объема.

Радиально-поршневая машина многократного действия представляет собой сочетание концентрично расположенных статора и ротора. Наружное кольцо имеет профилированную рабочую поверхность, представляющую собой равномерно чередующиеся выступы, описанные чаще всего параболической зависимостью. Во внутреннем блоке расположены цилиндры и вставленные в них поршни. В гидромашинах многократного действия условия работы поршней ухудшены вследствие больших тангенциальных составляющих сил давления жидкости, поэтому в большинстве конструкций для улучшения условий работы поршни снабжены шарико- или роликоподшипниковыми головками. Конструктивная схема такой гидромашины показана на *рис. 4.21*.

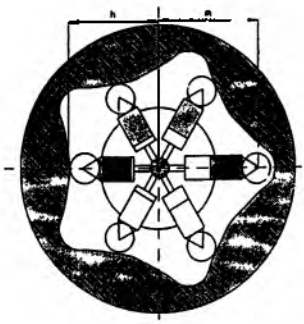


Рис. 4.21. Конструктивная схема радиально-поршневой гидромашины многократного действия

На *рис. 4.22* показана компоновка такого гидромотора в ступице ведущего колеса активного прицепа-роспуска лесовозного автопоезда. Поскольку рабочий объем такого гидромотора представляет собой сумму изменений объемов рабочих полостей за один оборот вала мотора, применением большого числа рабочих цилиндров можно получить достаточно большое значение рабочего объема гидромотора, а следовательно, и большой крутящий момент. Это позволяет крепить вращающийся ротор гидромотора непосредственно к ступице ведущего колеса, исключив необходимость применения механического редуктора, что значительно упрощает конструкцию так

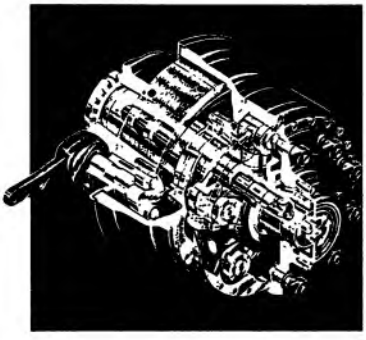


Рис. 4.22. Радиально-поршневая гидромашина многократного действия в качестве мотор-колеса транспортного средства

называемого мотор-колеса. Очевидно, что гидромотор многократного действия не может изменять в процессе работы свой рабочий объем, поэтому такие гидромашины используются в объемных гидропередачах в качестве нерегулируемых гидромоторов, обычно в качестве мотор-колеса. Следует отметить, что радиально-поршневые гидромашины многократного действия ограничены по допустимой частоте вращения ротора. Например, машина четырехкратного действия имеет максимальную частоту вращения 400 об/мин.

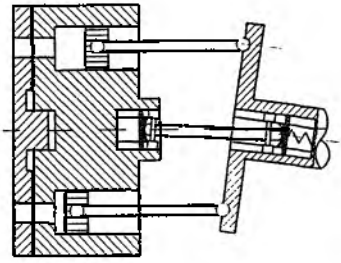


Рис. 4.23. Конструктивная схема регулируемой аксиально-поршневой машины с наклонным блоком

Аксиально-поршневыми называют объемные гидромашины, у которых рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси ротора. Аксиально-поршневые машины можно разделить на два класса:

— *машины с наклонным блоком цилиндров.* У таких машин оси ведущего звена и вращения ротора пересекаются;

— *машины с наклонным упорным диском.* У таких машин ось ведущего звена совпадает с осью блока цилиндров.

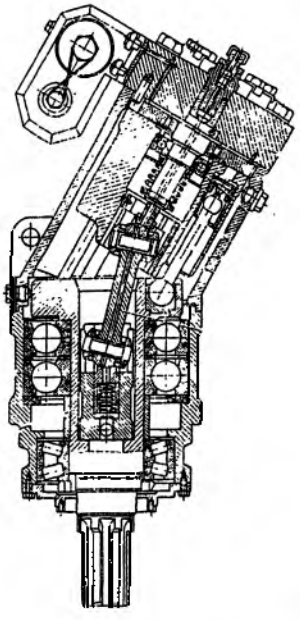


Рис. 4.24. Конструкция нерегулируемой аксиально-поршневой машины с наклонным блоком

Конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров показана на *рис. 4.23.* Поршни *2*, установленные в цилиндрах блока *1*, соединены с упорной шайбой приводного вала с помощью штоков *3*, шарнирно заделанных в шайбе *4* приводного вала *6* с помощью штоков *3*, шарнирно установленных в шайбе. Осевое усилие поршней, создаваемое давлением жидкости, поступающей в цилиндры блока через распределительную шайбу *7*, штоками *3* передается на шайбу *4*, на которой вследствие ее наклона к оси блока преобразуется в крутящий момент вала *6*. На поршни *2* крутящий момент не передается, они нагружены силами трения и инерции. Практически поршни *2* скользят в цилиндрах блока без поперечных нагрузок, их функция сводится только к герметизации цилиндров. Это обеспечивает высокий механический КПД таких

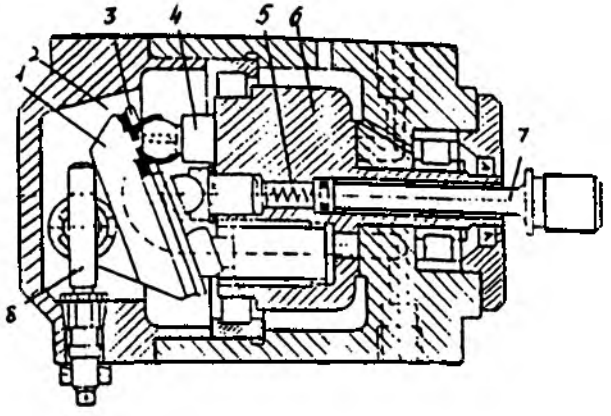


Рис. 4.25 а. Конструктивная схема регулируемой аксиально-поршневой машины с невращающейся наклонной шайбой

гидромашин и уменьшает боковой износ поршней. Силовая и кинематическая связь блока цилиндров *1* с приводным валом *6* осуществляется с помощью двойного карданного вала *5*, который обеспечивает синхронность вращения приводного вала и блока цилиндров. На *рис. 4.24* показана конструкция нерегулируемого аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком. Для обеспечения возможности изменения рабочего объема такого типа гидромашин необходимо изменить угол скрещивания осей блока и приводного вала γ (*см. рис. 4.23*), что достигается наклоном оси вращения блока цилиндров. Поскольку блок имеет достаточную массу, управление им требует определенного усилия, что усложняет систему управления.

Аксиально-поршневые машины с наклонным диском, также в свою очередь, можно разделить на две группы: машины с невращающейся наклонной шайбой и машины с приводной наклонной шайбой.

Конструктивная схема регулируемой объемной гидромашины с невращающейся наклонной шайбой показана на *рис. 4.25 а*. Поршни *4* непосредственно опираются на наклонную шайбу *1* через сферические башмаки *2*, а развиваемое при этом усилие вращения передается в результате скольжения поршней по наклонной шайбе на блок цилиндров. Крутящий момент в этом случае передается через поршни непосредственно на блок цилиндров и далее на центральный вал *7*. Длина заделки поршней в блоке цилиндров должна быть достаточной для исключения их защемления. Гидромашины с наклонной шайбой при использовании их в качестве регулируемой гидромашины имеют преимущество перед машинами с качающимся блоком при высоких давлениях и быстрых процессах регулирования благодаря малой массе перемещающихся при регулировании деталей.

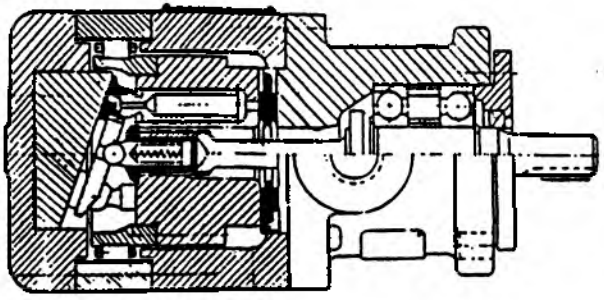


Рис. 4.25 б. Конструктивная схема нерегулируемой аксиально-поршневой гидромашины с невращающейся наклонной шайбой

На *рис. 4.25 б* показан вариант машины такого типа в нерегулируемом варианте.

На *рис. 4.26* показан общий вид, а на *рис. 4.27* — схема гидропередачи, состоящей из регулируемого насоса и нерегулируемого мотора аксиально-поршневого типа с невращающейся шайбой.

Приводной двигатель вращает вал *2* реверсивного регулируемого насоса *3*. С валом *2* связан блок цилиндров *24* и насос подпитки *25*. Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из резервуара *18* через фильтр *20* и подает ее в магистраль низкого давления *8*, а через обратный клапан *7* — в гидролинию низкого давления *19*, которая связана с всасывающей полостью нерегулируемого гидромотора *15*. Величина давления в гидролиниях *8* и *19* определяется настройкой переливного клапана *11*. Предохранение гидролиний низкого давления от перегрузок осуществляется предохранительным клапаном *23*. При этом предохранительный клапан *23* настраивают

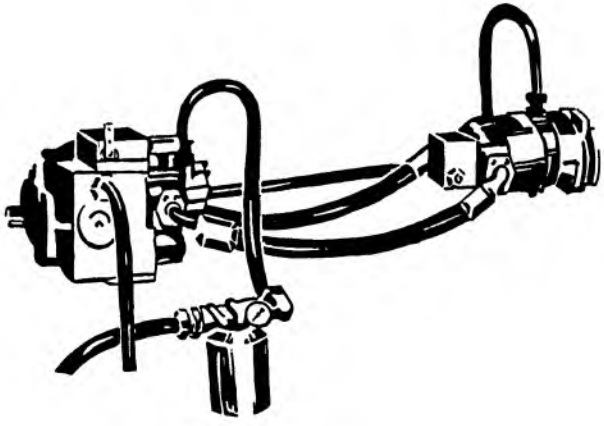


Рис. 4.26. Общий вид объемной гидропередачи, состоящей из регулируемого насоса и нерегулируемого мотора аксиально-поршневого типа с невращающейся наклонной шайбой

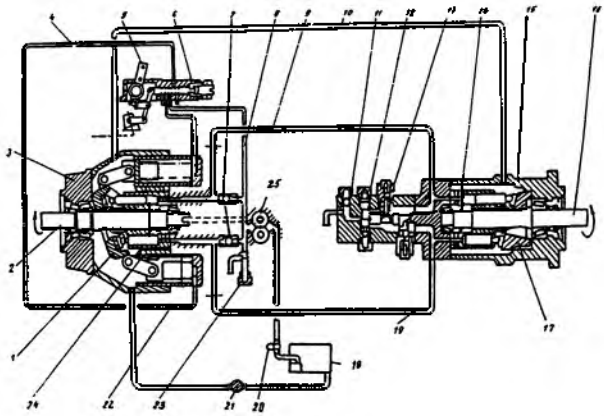


Рис. 4.27. Схема объемной гидропередачи, состоящей из регулируемого насоса и нерегулируемого мотора аксиально-поршневого типа с невращающейся наклонной шайбой

на давление, превышающее настройку переливного клапана *11* на 0,2—0,3 МПа. В исходном положении поворотная шайба насоса находится в нулевом положении (рабочая поверхность поворотной шайбы перпендикулярна оси вращения вала *2*), поэтому производительность насоса равна 0. Регулировка производительности насоса осуществляется системой управления следующим образом: при перемещении рычага управления происходит изменение положения золотника управления *6*, в результате чего жидкость из гидролинии *8* поступает в гидролинию управления *4*, а из нее к гидроусилителю *22* механизма поворота шайбы. Под воздействием давления рабочей жидкости системы управления происходит перемещение поворотной шайбы, что и обеспечивает увеличение производительности насоса. Посредством звена обратной связи *4* золотник управления возвращается в такое положение, при котором достигается и постоянно поддерживается необходимый угол наклона шайбы, заданный рычагом управления. Вращающийся блок цилиндров перемещает по опоре плунжеры, которые нагнетают рабочую жидкость в гидролинию высокого давления *9*. Рабочая жидкость из гидролинии *9* попадает в блок цилиндров *14* гидромотора *15* и, перемещая плунжеры по неподвижной наклонной шайбе *17*, приводит во вращение блок цилиндров *14* и выходной вал передачи *16*. По гидролинии *19* рабочая жидкость возвращается во всасывающую полость насоса. При работе трансмиссии в установившемся режиме насос подпитки, постоянно подавая рабочую жидкость в гидролинию низкого давления, осуществляет компенсацию утечек, а остальная жидкость через переливной клапан *11* постоянно сбрасывается в корпус мотора *15*. Утечки рабочей жидкости, образующиеся в результате негерметичности системы, скапливаясь в корпусе гидромотора, соеди-

няются с жидкостью, сбрасываемой переливным клапаном, и по дренажной гидролинии *10* поступают в корпус насоса, где, соединяясь с утечками насоса, проходят через охладитель *21* в резервуар *18*, обеспечивая необходимый температурный режим системы. Для предохранения гидравлической системы от перегрузок служат главные предохранительные клапаны *13*.

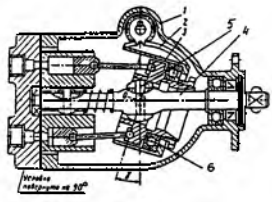


Рис. 4.28. Конструктивная схема аксиально-поршневой гидромашины с приводным наклонным диском

Конструктивная схема аксиально-поршневой машины с приводным наклонным диском показана на *рис. 4.28*. Ведущий вал *4* связан с наклонной шайбой *6* посредством карданного шарнира *5*. Угол наклона шайбы может изменяться с помощью качающейся люльки *3*, в которой на подшипниках установлена шайба *6*. Люлька *3* имеет зубчатый венец *2* в виде сектора, который связан с управляющей шестерней *1*. Поскольку в этом случае крутящий момент попадает на блок цилиндров непосредственно с ведущего вала, поршни разгружены от боковых сил, вызванных передачей полезного момента, аналогично варианту аксиально-поршневой машины с качающимся блоком, поэтому в данном случае долговечность поршней выше, чем в варианте с невращающейся шайбой, а потери меньше. Недостатком такого варианта является определенная величина кинематического рассогласования при применении шарнира неравных угловых скоростей в приводе наклонной шайбы. Применение шарнира равных угловых скоростей усложняет и удорожает конструкцию.

4.6. Электрические передачи

Электрическая передача, используемая в качестве бесступенчатого трансформатора крутящего момента, состоит из генератора, якорь которого вращается двигателем внутреннего сгорания, и тягового электродвигателя, якорь которого связан с валом трансмиссии автомобиля. Электрический ток, снимаемый с обмоток генератора, подается на обмотки тягового электродвигателя. Возможен вариант применения так называемых мотор-колес, когда якорь электродвигателя связан непосредственно со ступицей ведущего колеса или с входным элементом колесного редуктора, встроенного также в ступицу колеса.

В случае применения генератора постоянного тока и сериесного (с последовательным возбуждением) электродвигателя электротрансмиссия обладает внутренним автоматизмом.

Автоматизм работы электрической трансмиссии можно объяснить следующими факторами. При постоянном режиме работы дви-

гателя внутреннего сгорания работа генератора описывается его внешней характеристикой, представляющей зависимость напряжения $U_г$ от тока $I_г$ (*рис. 4.29*).

В диапазоне «б»—«в» эта зависимость приближается к гиперболической и обеспечивает постоянный режим работы двигателя внутреннего сгорания при загрузке его мощностью генератора:

$$P_e = \frac{U_г \cdot I_г}{\eta_г},$$

где $\eta_г$ — КПД генератора.

В зоне малых токов ($I_{min} = 0$) — напряжение генератора резко возрастает и достигает предельной величины. Обычно применяют различные системы ограничения напряжения тягового генератора при малых токах, потребляемых на больших скоростях движения автомобиля. Принудительное ограничение напряжения начинается на режиме «в», и дальнейшее его изменение происходит по линии «в»—«г». Ток, вырабатываемый генератором, подается на обмотки тягового электродвигателя. Режим работы тягового электродвигателя существенно отличается от режима работы генератора, поскольку у него, помимо изменения тока и напряжения, в широких пределах меняются скорость вращения якоря и крутящий момент, прикладываемый к валу якоря. При вращении якоря в магнитном поле в его обмотке индуктируется ЭДС, направленная навстречу подводимому к электродвигателю напряжению и препятствующая созданию тока в обмотке (противоЭДС). Эта противоЭДС пропорциональна магнитному потоку Ф и частоте вращения якоря $\omega_я$:

$$E = C\Phi\omega_я,$$

где E — противоЭДС; C — коэффициент пропорциональности.

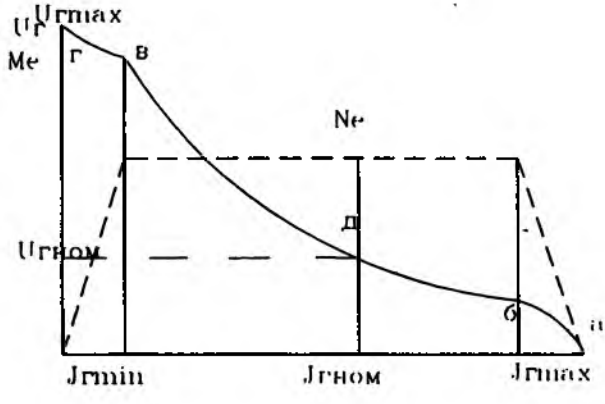


Рис. 4. 29. Внешняя характеристика генератора

Величина тока в обмотках якоря определяется разницей между напряжением U и наведенной в якоре противоЭДС:

$$I_я = \frac{U - E}{R_я},$$

где $R_я$ — активное сопротивление цепи якоря.

С увеличением сопротивления на валу якоря частота его вращения уменьшается, что ведет к уменьшению противоЭДС и соответственно к увеличению силы тока, при уменьшении сопротивления вращению частота вращения якоря растет, противоЭДС увеличивается и сила тока падает.

В двигателе с последовательным возбуждением магнитный поток пропорционален току якоря:

$$\Phi = K_1 I_я.$$

Крутящий момент на валу электродвигателя пропорционален произведению магнитного потока на силу тока:

$$M_{кр} = K_2 \cdot \Phi \cdot I_я.$$

Следовательно, крутящий момент на валу электродвигателя с последовательным возбуждением пропорционален квадрату силы тока:

$$M_{кр} = K_3 \cdot I_я^2,$$

Здесь: K_1, K_2, K_3 — коэффициенты пропорциональности

Как было отмечено выше, сила тока в обмотках якоря обратно пропорциональна частоте вращения якоря. Следовательно, крутящий момент, развиваемый электродвигателем, представляет собой нелинейную функцию частоты вращения якоря электродвигателя. Зависимость выходного момента электродвигателя от частоты вращения при постоянном режиме работы генератора называется выходной характеристикой электродвигателя (*рис. 4.30*).

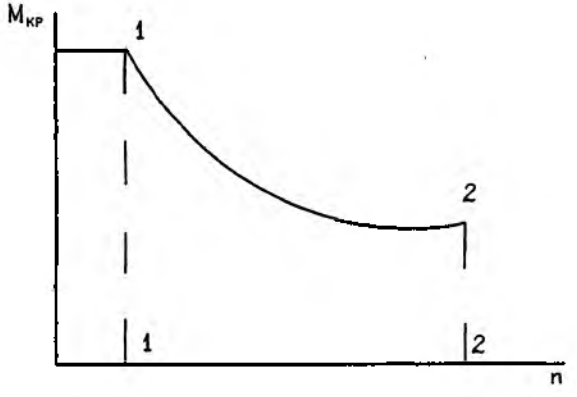


Рис. 4.30. Выходная характеристика электродвигателя

При трогании автомобиля с места якорь электродвигателя, связанный через элементы трансмиссии с валом привода ведущих колес, неподвижен, и сила тока достигает максимального значения (точка *1* на характеристике электродвигателя и соответствующая ей точка *«б»* на характеристике генератора). При максимальном токе электромотор развивает максимальный крутящий момент, что обеспечивает максимальное значение силы тяги на ведущих колесах автомобиля. По мере разгона автомобиля увеличивается частота вращения ведущих колес и связанного с ними якоря электродвигателя, это ведет к нелинейному, близкому к гиперболическому (в функции частоты вращения якоря электродвигателя) уменьшению крутящего момента на валу электродвигателя, т.е. близкому к гиперболическому уменьшению силы тяги автомобиля в функции скорости его движения при постоянном режиме двигателя внутреннего сгорания. Соответственно увеличение сопротивления при движении автомобиля с определенной скоростью ведет к замедлению автомобиля, вызывает снижение частоты вращения якоря электродвигателя, что в свою очередь, приводит к уменьшению противоЭДС, увеличению тока и как следствие к увеличению крутящего момента электродвигателя, а значит, и к росту силы тяги автомобиля.

Таким образом, электрическая трансмиссия, состоящая из генератора, получающего мощность от двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя с сериесным возбуждением, обмотки которого питаются генератором, представляет собой бесступенчатую передачу, обладающую внутренним автоматизмом, что позволяет без средств внешней автоматики согласовывать характеристику двигателя внутреннего сгорания с требованиями транспортной машины.

К достоинствам электрических трансмиссий, кроме их внутреннего автоматизма, следует еще отнести и определенные компоновочные преимущества. Они в первую очередь проявляются в том, что электродвигатели могут быть размещены непосредственно в ступицах ведущих колес. Генератор может располагаться в непосредственной близости от двигателя внутреннего сгорания. Полностью исключается механическая трансмиссия, которая при необходимости передачи особо больших мощностей становится чрезмерно громоздкой. Это и определило преимущественное применение электрических трансмиссий в большегрузных самосвалах грузоподъемностью свыше 75 т.

Примеры конструкций электрических мотор-колес приведены на *рис. 4.31 а, б.*

На *рис. 4.31 а* показана конструкция мотор-колеса с редуктором вального типа. Крутящий момент с вала якоря тягового электромотора *1* попадает на шестерню *2*, с которой зацеплена шестерня *3*, закрепленная на одном валу с шестерней *4*. Шестерня *4* входит в зацепление с шестерней *5*, жестко закрепленной на корпусе редуктора *6*, к которому крепится ступица колеса. Определенным недостатком такого рода конструкций является то, что весь момент, снимаемый с якоря тягового электромотора, последовательно преобразуется в зацеплениях двух шестерен — сначала *2* и *3*, а затем *4* и *5*. Это обуславливает высокие нагрузки в зацеплениях.

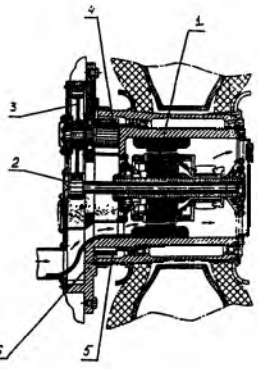


Рис. 4.31 а. Конструкция электромоторколеса

На *рис. 4.31 б* показан вариант мотор-колеса с редуктором планетарно-дифференциального типа. В этом случае момент, снимаемый с якоря тягового электромотора, подается на вал, на конце которого закреплена солнечная шестерня второго планетарного ряда *3*, зацепленная с сателлитами этого ряда *6*, которые установлены в подшипниках в водиле *13* и в свою очередь зацеплены с коронной шестерней *7*, закрепленной в крышке редуктора *8*. С водила второго ряда момент попадает на вал *9*, изготовленный заодно с солнечной шестерней первого ряда. В зацеплении с солнечной шестерней первого ряда находятся сателлиты *10*, одновременно входящие в зацепление с коронной шестерней первого ряда *11*. Коронная шестерня *11* жестко закреплена в ступице колеса, а водило первого ряда *13* крепится к корпусу тягового электродвигателя *1* и является неподвижным. Таким образом, крутящий момент во втором ряду делится на два потока: большая его часть через водило и многопоточную шестеренчатую передачу первого ряда попадает на ступицу колеса, а меньшая — через коронную шестерню второго ряда непосредственно на ступицу. Такая конструкция редуктора мотор-колеса позволяет реализовать большое передаточное число и снизить нагрузки в зацеплениях, поэтому такой вариант находит применение в электрических трансмиссиях самосвалов особо большой грузоподъемности.

Рассмотрим для примера электрическую трансмиссию большегрузного самосвала.

Электротрансмиссия состоит из генератора переменного тока, двух мотор-колес с электродвигателями постоянного тока с сериесным возбуждением, электрического блока управления, двухполупериодного выпрямителя и резистора тормозной системы.

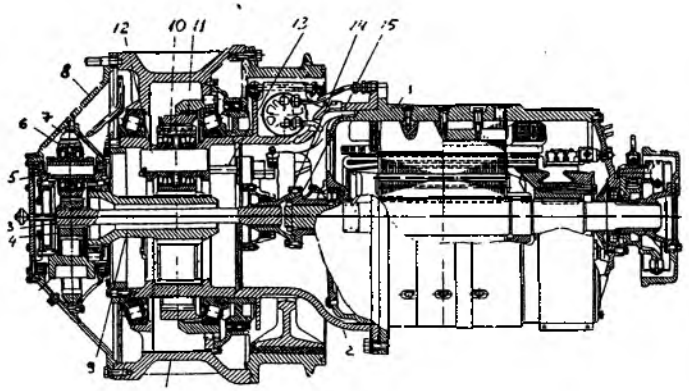


Рис. 4.31 б. Конструкция электромоторколеса

Тяговый генератор 24-полюсный, состоит из главного генератора, возбудителя переменного тока и выпрямителя на кремниевых диодах.

Возбудитель и выпрямитель расположены на валу главного генератора вместе с его вращающейся обмоткой возбуждения.

Генератор выполнен без щеток. Выходной переменный ток тягового генератора поступает в трехфазный двухполупериодный выпрямитель из кремниевых диодов, где превращается в постоянный ток и проходит в тяговые электродвигатели. На станине генератора установлен вентилятор для охлаждения силовых электромашин с приводом от вала генератора через ременную передачу. Отсутствие щеток исключает необходимость особого технического обслуживания генератора — достаточно периодически смазывать подшипники вала. Тяговые электродвигатели постоянного тока 4-полюсные, с последовательным возбуждением. Вал электродвигателя выполнен полым, через него проходит вал бортового редуктора, и оба вала соединены эластичной муфтой. Такая конструкция передачи защищает подшипники электродвигателя и шестерен бортового редуктора от ударных нагрузок. Для уменьшения массы электродвигателя, а также для облегчения ремонтных работ станина электродвигателя выполнена с таким расчетом, что в качестве магнитопровода служит не только станина, но и гильза мотор-колеса, в которой устанавливается электродвигатель. Такое устройство мотор-колеса позволяет заменить отдельно каждый электродвигатель при неисправности, а после ремонта позволяет обкатывать каждый электродвигатель отдельно. Тормозные сопротивления в сборе состоят из собственно сопротивлений и вентиляторов для их охлаждения. Вентилятор получает питание от части сопротивлений, используя разность потенциалов на их концах, и автоматически включается только во время работы электродинамического тормоза.

Мотор-колеса установлены на заднем мосту. В них вмонтированы тяговые электродвигатели, бортовые редукторы, рабочие и стояночные тормозные механизмы. Мотор-колеса, включающие в себя тяговые электродвигатели и редукторы, нашли широкое применение в автомобилях с электротрансмиссией. Это объясняется простотой замены этих агрегатов в сборе при неисправности. В двигатели встроены термодатчики, которые, определив перегрев электродвигателя, дают сигнал водителю. Кроме тяговых электродвигателей, такие датчики встроены в генератор, силовой выпрямитель и тормозные сопротивления. Рабочий тормоз размещен таким образом, чтобы был обеспечен удобный доступ к их обслуживанию без снятия колес.

Электронная цепь состоит из семи блоков.

1. *Блок прерывателя.*

Посредством изменения средней силы тока, текущего по обмоткам тягового генератора, регулируется его выходная мощность. Формируется прямоугольный импульс для обмоток возбуждения.

2. *Блок возбуждения.*

Этот блок, определяя относительную длительность упомянутого выше импульса, регулирует выходную мощность тягового генератора. Блок пропускает сигналы через цепь приоритета наименьшего зна-

чения и выбирает такой импульс, который ограничивает величину относительной длительности импульса до наименьшего значения.

3. *Блок скорости.*

Выходной сигнал тахогенераторов, смонтированных в каждом мотор-колесе, поступает в блок скорости, который выбирает сигнал из тахогенератора с меньшей частотой вращения и отправляет его в спидометр в кабине и электронные блоки *2* и *4*. Кроме того, этот блок определяет частоту вращения коленчатого вала ДВС путем пересчета частоты выходного напряжения тягового генератора, вычисляет мощность тягового генератора путем умножения найденного выше тока на выходное напряжение генератора, сигнал которого поступает из блока *6*, и отправляет эти сигналы в блок *2*.

4. *Релейный блок.*

Этот блок возбуждает ряд реле в соответствии с сигналами скорости движения, поступающими из блока *3*, и тем самым управляет контакторами силовой цепи.

5. *Блок сигнализации.*

Если тяговый генератор, тяговый электродвигатель или другой элемент силовой цепи перегревается, включается световая сигнализация в кабине. В таком случае можно определить место перегрева с помощью переключателя, расположенного на лицевой панели этого блока. Место перегрева определяют термисторы и термостаты. Кроме этого, если скорость автомобиля превысит заданное максимальное значение, то блок включает контрольную лампочку в кабине водителя, получив сигнал из блока *3*.

6. *Блок измерения напряжения и силы тока тягового электродвигателя.*

Этот блок измеряет напряжение, прилагаемое к тяговому электродвигателю в тяговом режиме, и силу тока, протекающего через якорь тягового электродвигателя в тормозном режиме, и отправляет соответствующие сигналы в блоки *2* и *3*.

7. *Блок предупреждения утечки тока.*

Этот блок выполняет роль датчика тока, который может появиться между нейтральной точкой тягового генератора и массой. Если силовая цепь замкнется накоротко на массу, то автоматический выключатель в этом блоке сводит выход тягового генератора к 0 и одновременно включает световую сигнализацию.

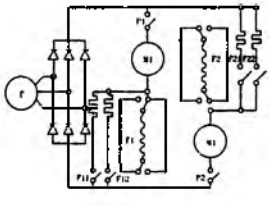


Рис. 4.32. Схема силовой цепи электротрансмиссии в тяговом режиме

На *рис. 4.32* показана схема силовой цепи в тяговом режиме. Постоянный ток из выпрямителя поступает через контакты P_1 и P_2 в якори M_1 и M_2 обоих тяговых электродвигателей и в последовательно соединенные с ними обмотки возбуждения F_1 и F_2. Движение задним ходом осуществляется с помощью переключающих контакторов (реверсов), которые меняют направление то-

ка, проходящего через обмотки возбуждения. Контакты F_{11}, F_{21}, F_{12}, F_{22} представляют собой шунты к обмотке возбуждения, и они ослабляют поле для того, чтобы обеспечить достаточную силу тяги во всем диапазоне скоростей движения автомобиля. Когда автомобиль движется с небольшой скоростью, ток, протекающий через якорь, полностью поступает в обмотку возбуждения. По достижении скорости 18 км/ч замыкаются контакты F_{11} и F_{21}, и часть тока пропускается через шунт, в результате чего через обмотку возбуждения проходит только 55% полного тока. По достижении скорости 25 км/ч замыкаются и контакты F_{12} и F_{22}, и через обмотку возбуждения идет только 33% полного тока. Скорость автомобиля определяется тахогенератором, установленным на каждом мотор-колесе.

Схема силовой цепи в тормозном режиме показана на *рис. 4.33*.

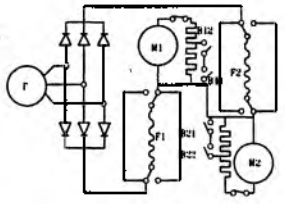


Рис. 4.33. Схема силовой цепи электротрансмиссии в тормозном режиме

К существенным недостаткам электротрансмиссий следует отнести низкий КПД в сравнении с другими типами трансмиссий и значительно большую массу, приходящуюся на единицу передаваемой мощности.

Меньший КПД объясняется большими потерями мощности на узлах электротрансмиссии в сравнении, например, с гидромеханической передачей.

Сравнение самосвалов особо большой грузоподъемности с электрической и гидромеханической трансмиссиями показывает, что на оптимальных для электротрансмиссии режимах движения КПД электротрансмиссии не превышает 75%, на других режимах КПД значительно ниже. Например, при движении с максимальной скоростью КПД электротрансмиссии падает до 40%. Для сравнения: у автомобиля той же грузоподъемности с гидромеханической трансмиссией на том же режиме движения КПД составляет 85%.

Сравнение масс элементов и агрегатов автомобилей грузоподъемностью 120 т с электрической и гидромеханической трансмиссиями показывает, что электротрансмиссия имеет на 7627 кг большую массу в сравнении с гидромеханической трансмиссией. При этом следует иметь в виду, что этот избыток массы во многом составлен из дефицитной электротехнической меди.

Все сказанное привело к тому, что сфера применения электротрансмиссии весьма узка: в основном это карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. В настоящее время в мировой практике наблюдается тенденция перевода на гидромеханическую трансмиссию автомобилей грузоподъемностью 120—170 т. Если эта тенденция получит дальнейшее развитие, электротрансмиссия будет находить применение только на карьерных самосвалах грузоподъемностью 180—280 т.

Другая возможная область применения электротрансмиссии — активный привод колес прицепов и полуприцепов особо большой грузоподъемности.

4.7. Импульсные передачи

По способу регулирования импульсные передачи можно разделить на две группы: импульсные передачи с переменной амплитудой колебаний и инерционно-импульсные. Первые требуют внешнего автоматического управления, вторые обладают внутренним автоматизмом.

Импульсная передача с переменной амплитудой колебаний относится к передачам, требующим внешнего автоматического управления. В импульсных передачах с переменной амплитудой колебаний вращение ведущего вала преобразуется в колебательное движение с переменной амплитудой звена, связанного с выходным валом. Принцип работы такой передачи можно проиллюстрировать схемой, изображенной на *рис. 4.34.* На валу *1*, являющемся ведущим в данной передаче, закреплен кривошип *2* с продольным пазом, в котором может перемещаться шарнир шатуна *3.* Второй шарнир шатуна прикреплен к кривошипу *4* ведущего элемента муфты свободного хода *5*, ведомый элемент которой связан с ведомым валом передачи. При вращательном движении кривошипа *2* кривошип *4* совершает возвратно-угловые перемещения, так как радиус крепления шарнира шатуна *3* на кривошипе *2* меньше радиуса крепления шарнира шатуна *3* на кривошипе *4.* При угловом перемещении кривошипа *4* в направлении вращения ведущего вала муфта свободного хода *5* заклинивается, и на выходном валу появляется момент, во столько раз больший момента на входном валу, во сколько раз радиус расположения шарнира на кривошипе *4* больше радиуса расположения шарнира на кривошипе *2.* При движении кривошипа в направлении, обратном направлению вращения ведущего вала, муфта свободного хода расклинивается, и передача вращения от входного вала к выходному прекращается. Таким образом, крутящий момент с ведущего вала на ведомый передается импульсами, что определило название этой передачи. Меняя радиус расположения шарнира шатуна *3* в пазе кривошипа *2*, можно изменить амплитуду колебаний кривошипа *4* и соответственно передаточное число передачи. Так, на рисунке

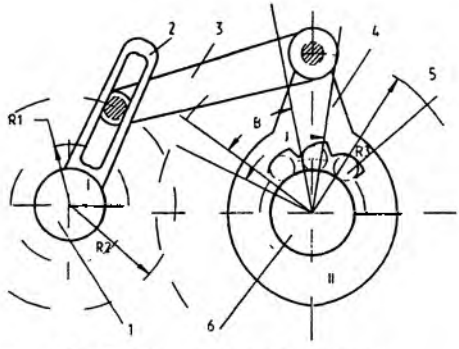


Рис. 4.34. Схема импульсной передачи

видно, что увеличение радиуса расположения шарнира шатуна *3* на кривошипе *2* с величины R_1 до величины R_2 увеличивает амплитуду колебаний кривошипа *4* от угла колебаний β до угла α, уменьшая соответственно передаточное число передачи.

В массовом автостроении известна лишь одна модель автомобиля с подобной передачей — в 1937 г. концерном «Минерва-Империал» был представлен автомобиль с передачей Робина ван Роггена, конструктивная схема которой представлена на *рис. 4.35.*

Передача устанавливалась на автомобиле с V-образным 8-цилиндровым двигателем. К четырем кривошипам коленчатого вала двигателя *11* прикреплены шатуны передачи *3*, которые передают угловые колебания на треугольные звенья *4*, закрепленные на плите *8*. Звенья передают угловые колебания соединительным элементам *5*, которые обеспечивают циклические угловые перемещения ведущих обойм механизмов свободного хода *6*, передавая таким образом циклически крутящий момент на ведомую обойму *7*, связанную с выходным валом передачи. Опорная плита *8* качается вокруг шарнира *11* под воздействием поршня *9* силового цилиндра *12*. При угловом перемещении опорной плиты *8* меняется амплитуда колебаний ведущих обойм муфт свободного хода *7*: при перемещении опорной плиты влево передаточное число увеличивается, вправо — уменьшается. Управление силовым поршнем осуществляется с помощью золотникового устройства *10*, направляющего поток жидкости под давлением в одну или другую полость силового цилиндра. Следует заметить, что в передаче Робина ван Роггена, установленной на автомобиле «Минерва», применялась более сложная система управления, представляющая собой систему регулирования по отклонению, где датчиком частоты вращения вала двигателя служило давление масла, создаваемое шестеренчатым насосом, частота вращения шестерен которого была пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Вместе с тем такие передачи не нашли до настоящего времени применения в массовом автостроении. Объясняется это в первую

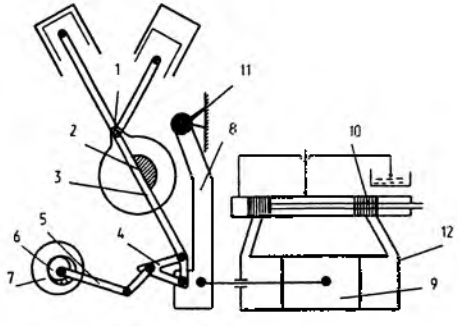


Рис. 4.35. Конструктивная схема импульсной передачи

очередь сложностью таких передач и высокой нагруженностью такого ответственного элемента передачи, как муфта свободного хода. Муфты свободного хода достаточно широко применяются в современном автостроении, но в импульсных передачах каждая из муфт работает с очень большим числом циклов нагружений. Действительно, например, в передаче, рассмотренной выше, каждая из четырех муфт свободного хода за один оборот коленчатого вала имеет один цикл заклинивания и расклинивания. Если в первом приближении принять, что в процессе эксплуатации двигатель автомобиля работает со средней частотой 3000 об/мин, а автомобиль движется со средней скоростью 20 м/с, то на один километр пробега каждая муфта отрабатывает 2500 рабочих циклов. Это уменьшает срок службы передачи.

Кроме того, такие передачи могут служить источником высокочастотных крутильных колебаний в трансмиссии, что также отрицательно сказывается на эксплуатационных качествах автомобиля.

Инерционно-импульсные передачи относятся к числу передач с внутренним автоматизмом. Принцип работы такой передачи можно пояснить следующим примером: имеется ряд колеблющихся масс (маятников, маховиков или поступательно движущихся грузов), которые связаны с входным и выходным валами передачи таким образом, что при вращении валов с разными угловыми скоростями массы колеблются с амплитудой, зависящей от частоты вращения ведущего вала и от разницы частот вращения ведущего и ведомого валов. Цикл колебания каждой массы имеет четыре фазы. В первой фазе масса ускоряется в одном направлении, накапливая при этом энергию, поступающую от ведущего вала. Во второй фазе масса замедляется и при этом отдает накопленную энергию выходному валу. В третьей фазе масса снова ускоряется, но уже в противоположном направлении, а в четвертой фазе еще раз отдает накопленную энергию, но, поскольку масса движется в противоположном направлении, в конструкции должно быть предусмотрено устройство реверсирования усилия, прикладываемого на ведомый элемент. Чем больше разница частот вращения входного и выходного валов передачи, тем больше значение ускорения и замедления масс, а следовательно, и инерционная добавка момента, прикладываемого к выходному валу. По мере уравнивания частот вращения валов инерционная добавка уменьшается, таким образом передача автоматически, без внешнего воздействия, уменьшает передаточное число по мере разгона выходного вала.

Конструкции инерционно-импульсных передач можно разделить на две категории: передачи с неуравновешенными массами, совершающими колебательные движения, и передачи с вращающимися неуравновешенными массами.

В качестве конкретного примера передач первой группы рассмотрим одну из немногих реализованных в практическом автостроении конструкций — передачу Константинеску, примененную на малолитражном автомобиле. Принципиальная схема передачи показана на *рис. 4.36.*

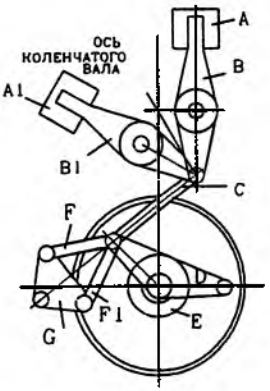


Рис. 4.36. Конструктивная схема инерционно-импульсной передачи

Здесь A и A_1 — грузы, укрепленные на длинных рычагах B и B_1, которые в свою очередь установлены на кривошипах коленчатого вала двигателя. Концы коротких плеч рычагов B и B_1 посредством звеньев C соединяются с двумя качающимися рычагами D, каждый из которых укреплен на внутренней обойме роликового храповика, играющего роль механизма свободного хода. Через этот механизм свободного хода момент передается на ведущий элемент трансмиссии. На схеме оба качающихся рычага показаны в таком положении, при котором концы коротких плеч находятся на одной оси, поэтому видно только одно звено C и один качающийся рычаг D. Звенья F и F_1 и качающийся рычаг G служат для соединения обоих рычагов D, чтобы увеличить плавность работы. Наружное кольцо роликовой муфты свободного хода жестко связано с выходным валом передачи. Если при большом сопротивлении движению двигатель работает на частоте холостого хода, грузы A и A_1 качаются с максимальной амплитудой, так как концы коротких плеч, соединенные шарнирно со звеньями C, удерживаются неподвижными, потому что через механизмы свободного хода связаны с выходным валом трансмиссии. За каждый цикл колебаний грузы A и A_1 будут сообщать звеньям C два толчка, которые с помощью качающихся рычагов D превращаются в два импульса момента. Импульсы пропорциональны квадрату амплитуды и первой степени частоты колебаний. При частоте холостого хода импульсы относительно невелики и не могут сдвинуть автомобиль с места, при увеличении частоты вращения вала двигателя величина импульсов быстро возрастает и автомобиль начинает движение. Точки соединения рычагов B и B_1 со звеньями C, прежде неподвижные, получают теперь колебательное движение. Рычаги B и B_1, качаясь на кривошипах, за каждый оборот коленчатого вала двигателя будут поворачивать рычаги D через соединительные звенья C на угол, обратно пропорциональный моменту сопротивления движению автомобиля. Увеличение сопротивления движению приводит к уменьшению угла поворота коротких плеч рычагов B и B_1, а значит, к увеличению амплитуды колебаний грузов A и A_1. Увеличение скорости движения ведет к увеличению угла колебаний коротких плеч рычагов B и B_1, а следовательно к уменьшению амплитуды колебаний грузов и как следствие, к уменьшению суммарного момента на выходном валу.

В качестве примера второй группы инерционно-импульсных передач можно привести известную конструкцию Хоббса, реализованную английской фирмой Модсли на грузовом автомобиле.

К маховику крепится водило, в котором на осях в роликовых подшипниках установлены сателлиты, а на осях сателлитов закреплены неуравновешенные грузы. Сателлиты зацеплены с солнечной шестерней, закрепленной на выходном валу. При неподвижном автомобиле солнечная шестерня остановлена, так как связана с ведущими колесами. Если бы отсутствовали неуравновешенные грузы, то при вращении маховика двигателя сателлиты свободно обкатывались бы по солнечной шестерне, не создавая никакого вращающего момента на солнечной шестерне. Однако наличие неуравновешенных грузов вызывает при вращении маховика появление на них суммарной центробежной силы, представляющей собой геометрическую сумму центробежной силы, вызванной вращением неуравновешенного груза вокруг оси вращения водила и центробежной силы, вызванной вращением неуравновешенного груза вокруг оси сателлита. Очевидно, что суммарные центробежные силы неуравновешенных грузов создадут момент относительно оси сателлитов и этот момент создаст реакцию в зацеплении сателлитов с солнечной шестерней. Очевидно также, что величина этого момента переменна как по величине, так и по знаку. Когда неуравновешенный груз находится на линии, соединяющей центры вращения водила и сателлита, момент равен нулю, когда равнодействующая центробежная сила направлена по касательной к окружности вращения неуравновешенного груза — момент достигает максимального значения. Когда линия действия равнодействующей центробежной силы отклоняется от линии, соединяющей центры водила и сателлита, в сторону вращения сателлита, момент этой силы создает реакцию на зубьях солнечной шестерни, обеспечивающую, в свою очередь, появление момента на выходном валу передачи, направленного в сторону вращения водила. Когда линия действия равнодействующей центробежной силы отклоняется от линии, соединяющей центры водила и сателлита, в сторону, противоположную направлению вращения водила, момент на выходном валу имеет направление, обратное направлению вращения водила. Таким образом, при остановленном солнечном колесе на выходном валу циклически появляется переменный момент изменяющегося знака. На выходном валу предусмотрена муфта свободного хода. Отрицательные импульсы крутящего момента не передаются на выходной вал, а замыкаются муфтой свободного хода на корпус передачи. Для выравнивания крутящего момента предусматривается установка специального маховика на конце выходного вала передачи. Когда момент на выходном валу превысит момент сопротивления движению, начнется вращение солнечной шестерни и соответственно движение автомобиля. Вращение сателлитов по солнечной шестерне замедлится, что уменьшит передаточное число передачи. При совпадении частот вращения солнечной шестерни и водила передача превратится в прямую.

К достоинствам инерционных передач следует безусловно отнести отсутствие в них скольжения, присущего фрикционным передачам, что предопределяет достаточно высокий КПД. Однако наличие в таких передачах муфт свободного хода, нагруженных большими моментами и работающих с высоким на единицу пробега числом рабочих циклов, импульсное приложение крутящего момента к ведомому валу передачи дает основание предположить, что в ближайшем будущем такие передачи вряд ли появятся на массовых и серийных автомобилях.

4.8. Фрикционные передачи

Все многообразие фрикционных передач можно с определенной долей условности разделить на две основные группы: фрикционные передачи с непосредственным контактом и фрикционные передачи с гибкой связью.

Особенностью всех типов фрикционных передач является необходимость прижатия одного фрикционного элемента к другому со значительной силой. Это обуславливает большое давление на опоры, что увеличивает потери в подшипниках и уменьшает срок службы основных рабочих деталей. Условие работы фрикционной передачи выражается неравенством:

$$\frac{m}{k} > 1,$$

где m — коэффициент трения; k — коэффициент тяги, равный отношению реализуемой касательной силы к нормальной силе в контакте.

Для обеспечения наименьшего нагружения контакта и подшипников передачи желательно, чтобы отношение m/k в регулируемом диапазоне оставалось постоянным, следовательно, прижатие фрикционных элементов должно изменяться автоматически в функции передаваемого передачей усилия (крутящего момента). Автоматическое изменение прижатия может осуществляться либо специальным промежуточным элементом под действием активных или реактивных сил, либо специальным нажимным устройством, в основе которого лежит принцип разложения активной силы на составляющие с помощью клинового механизма. В современных системах управления фрикционными передачами с использованием микропроцессора оптимальное усилие прижатия задается программой микропроцессора.

Отличительной особенностью фрикционных бесступенчатых передач является скольжение в контакте. Чем меньше изменяется относительное скольжение в контакте во всем диапазоне регулирования, тем более благоприятными будут условия работы фрикционных элементов.

4.8.1. Бесступенчатые фрикционные передачи с непосредственным контактом

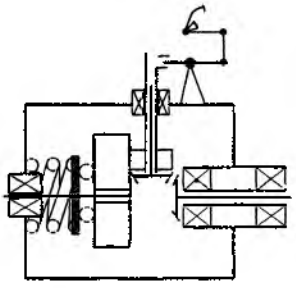


Рис. 4.37. Лобовая дисковая фрикционная передача

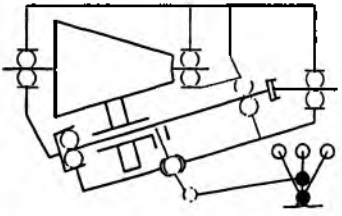


Рис. 4.38. Дисково-конусная фрикционная передача

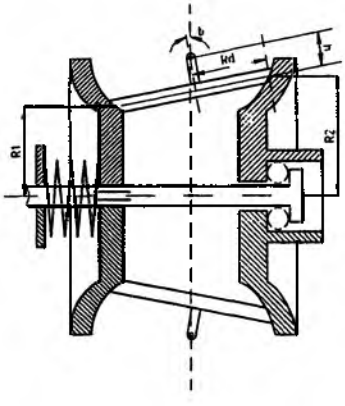


Рис. 4.39. Схема торовой фрикционной передачи

Бесступенчатые передачи с непосредственным контактом можно подразделить на 11 основных схем:

1. Цилиндрический шкив — цилиндрический ролик (лобовая передача).
2. Сферический шкив — цилиндрический ролик.
3. Конический шкив — цилиндрический ролик.
4. Цилиндрический шкив — конический ролик.
5. Конический шкив — конический ролик.
6. Коническое кольцо — конический ролик.
7. Цилиндрическое кольцо — конический ролик.
8. Тороидно-сферический шкив — диаметрально расположенный ролик.
9. Тороидно-сферический диск — хордально расположенный ролик.
10. Конический диск — конический ролик (наружное зацепление).
11. Конический диск — конический диск.

Передачи первой (*рис. 4.37*) и третьей (*рис. 4.38*) схем встречались на заре автостроения на легких транспортных средствах, но в дальнейшем исчезли из конструкторской практики из-за низкого КПД и очень низкой надежности.

Относительно высокие значения КПД и низкие относительные потери имеют передачи, выполненные по схемам 9, 10, 11. Конструктивная схема передачи тороидно-сферический шкив — хордально расположенный ролик показана на *рис. 4.39*. Из схемы очевидно, что передаточное число передачи равно отношению рабочих радиусов R_1 и R_2. Изменение угла наклона оси роликов позволяет бесступенчато изменять передаточное число передачи. В практике применяются разнообразные конструктивные решения, обеспечивающие синхронный наклон роликов при изменении передаточного числа передачи. Во всех случаях оси роликов

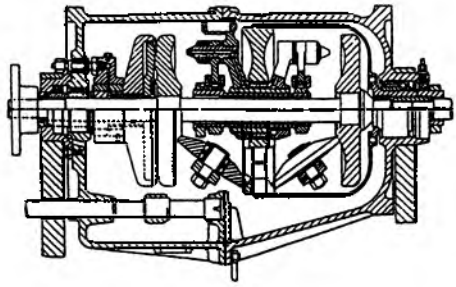


Рис. 4.40. Конструктивная схема двойной тороидной фрикционной передачи

устанавливаются на шарикоподшипниках в опорах, шарнирно или жестко установленных в картере. Поворот траверс достигается различными способами: непосредственно рычагом, двухзвенным рычагом, рычагом с червячно-винтовым приводом и т. д. При автоматическом управлении рычаг управления перемещается регулятором. На *рис. 4.40* показана тороидно-сферическая передача, предназначенная для установки на автомобили в качестве бесступенчатого трансформатора крутящего момента и рассчитанная на диапазон мощностей 30—80 кВт. Максимальная частота вращения входного вала — 5000 об/мин при мощности 30 кВт и 2500 об/мин при мощности 80 кВт.

Передачи, выполненные по схемам 10 и 11, называют многодисковыми конусными (многоконусными). Конструктивная схема такой передачи показана на *рис. 4.41*. Основными ее элементами являются два пакета дисков (ведущих и ведомых) с конусными рабочими поверхностями. Диски на ведущем валу имеют осевую свободу и в осевом направлении поджимаются специальным устройством: пружиной (как показано на схеме), клиновым механизмом, комбинацией клинового механизма с пружиной или гидравлическим цилиндром, давление в котором регулируется по специально выбранному закону. Передаточное

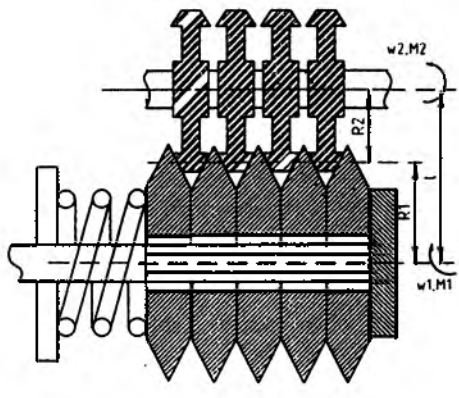


Рис. 4.41. Схема многоконусной фрикционной передачи

число такой передачи определится отношением радиусов окружностей, проведенных из центров валов до средней линии контакта.

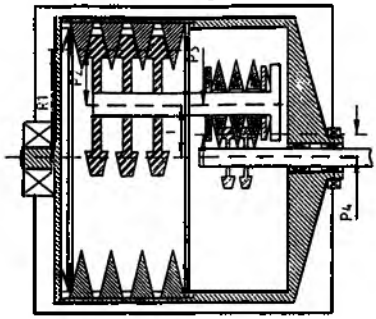


Рис. 4.42. Схема двойной многоконусной фрикционной передачи

В контакте имеет место определенное скольжение, обусловленное несовпадением окружных скоростей каждой точки контакта. Регулирование передаточного отношения осуществляется изменением межосевого расстояния *l*, что обеспечивается специальным механиз-мом. На *рис. 4.42* показана конструктивная схема, представляющая собой комбинацию схем 10 и 11. В такой передаче в процессе регулирования передаточного числа осуществляется смещение промежуточного вала при сохранении соосности входного и выходного валов. Передаточное число первой ступени определится из соотношения:

$$i_1 = \frac{R_2}{R_2 + 1}.$$

Передаточное число второй ступени:

$$i_2 = \frac{R_4}{R_4 + 1}.$$

Таким образом, передаточное число передачи:

$$i_{\text{п}} = \frac{R_2 R_4}{(R_2 + 1)(R_4 + 1)}.$$

Очевидно, что такая комбинация схем, как и комбинация двух передач по схеме 11, позволяет значительно расширить диапазон регулирования передачи. На *рис. 4.43* показана конструкция вариатора, представляющего собой комбинацию двух схем 11.

Следует отметить, что применение двух последовательно включенных фрикционных передач может привести к существенному снижению КПД передачи.

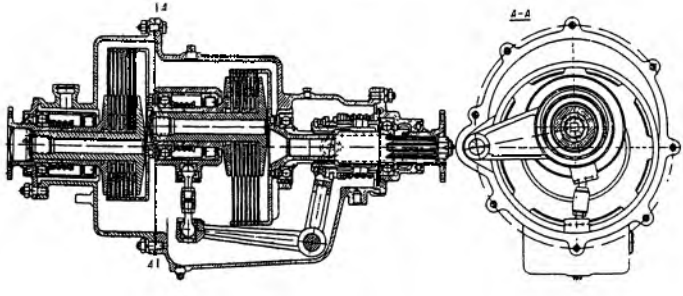


Рис. 4.43. Конструкция двойной многоконусной фрикционной передачи

4.8.2. Фрикционные передачи с гибкой связью

Все известные конструкции такого типа представляют собой варьирование известной бесступенчатой передачи — клиноременного вариатора.

Схема клиноременного вариатора представлена на *рис. 4.44*. На ведущем валу укреплен ведущий шкив, причем один полушкив закреплен неподвижно, а второй — на шлицах с возможностью осевого смещения. На ведомом валу крепится ведомый шкив, в котором также один полушкив закреплен неподвижно, а —второй на шлицах с возможностью осевого смещения. Осевое смещение ведущего полушкива осуществляется под действием осевого усилия Q, создаваемого системой управления. Подвижный полушкив ведомого вала нагружен осевой пружиной. При отсутствии управляющего усилия Q усилие пружины уравновешивается на ведомом валу осевым усилием клинового ремня, возникающим при передаче ремнем тянущего усилия, обеспечивающего передачу крутящего момента на ведомый вал. При этом подвижные полушкивы ведущего и ведомого валов занимают положения, определяющие рабочие радиусы контакта ремня со шкивами R_1 для ведущего и R_2 для ведомого. Передаточное число передачи определяется отношением рабочих радиусов. При приложении к ведущему подвижному полушкиву управляющего усилия Q он сместится по направлению к неподвижному полушкиву и через ремень отодвинет ведомый подвижный полушкив от неподвижного. При этом изменятся рабочие радиусы и соответственно передаточное число передачи.

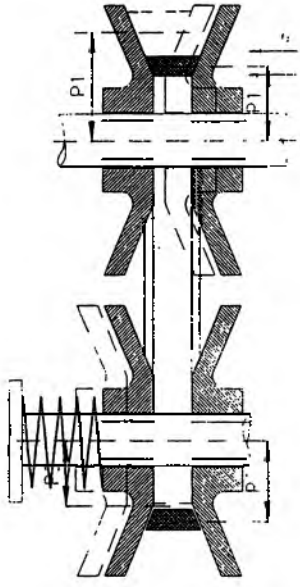


Рис. 4.44. Схема клиноременного вариатора

Для обеспечения работы передачи без значительного скольжения ремня осевая сила, сжимающая шкивы, должна увеличиваться с увеличением величины передаваемого крутящего момента, что обеспечивается либо установкой специального механизма (клинового нажимного устройства), либо при микропроцессорном управлении передачей регулированием по специальной программе давления жидкости в силовых цилиндрах, управляющих подвижными полушкивами обоих валов.

Управляющее усилие может создаваться разнообразными методами. На *рис. 4.45* показана конструктивная схема системы управ-

ления клиноременной передачи легкового автомобиля (ведущий шкив с системой управления). Ведомый шкив, не показанный на рисунке, имеет осевую пружину, сжимающую полушкивы, и клиновое устройство, увеличивающее осевое усилие при увеличении передаваемого крутящего момента. Управляющее устройство состоит из центробежного механизма с грузами *5*, вращающимися с частотой входного вала *1*, пружин *6*, вакуумной камеры *7*, корпус которой жестко прикреплен к подвижному полушкиву, и поршня *9*, неподвижно закрепленного на ведущем валу *1*.

Центробежный регулятор отслеживает заданную частоту вращения ведущего вала и при отклонении отслеживаемой частоты изменяет расстояние между полушкивами, меняя тем самым передаточное число (при увеличении отслеживаемой частоты в сравнении с заданной передаточное число уменьшается).

Очевидно, что в рассматриваемой системе водитель не может воздействовать на настройку регулятора, поэтому регулирование скорости равномерного движения осуществляется, как и на автомобилях со ступенчатой коробкой передач, изменением количества подаваемого в двигатель топлива. Поскольку минимальное передаточное число трансмиссии выбирается, как правило, из условия движения автомобиля с максимальной скоростью при работе двигателя на режиме максимальной мощности, равномерное движение со скоростями, меньшими максимальной, возможно только за счет уменьшения подачи топлива. При этом частота вращения вала двигателя будет уменьшаться одновременно с уменьшением скорости автомобиля, а центробежный регулятор, реагируя на уменьшение отслеживаемой частоты, будет увеличивать передаточное число пе-

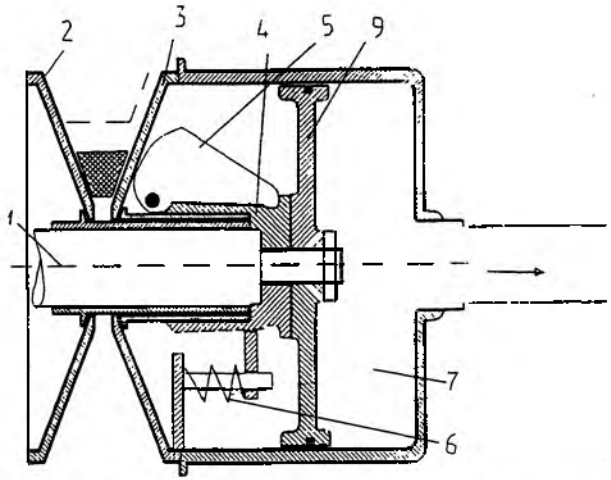


Рис. 4.45. Конструктивная схема клиноременного вариатора

редачи. Это вынудит водителя для поддержания постоянной скорости, меньшей максимальной, еще больше уменьшать подачу топлива, чем это имеет место при применении ступенчатой коробки передач, что в результате ухудшит топливно-экономические характеристики автомобиля с бесступенчатой передачей в сравнении с автомобилем со ступенчатой трансмиссией.

Чтобы избежать этого, в бесступенчатых передачах, при которых регулирование равномерной скорости автомобиля производится изменением подачи топлива в двигатель, необходимо ввести второй управляющий параметр. Чаще всего в этом качестве выступает нагрузка на валу двигателя. В рассматриваемой конструкции датчиком загрузки двигателя является разрежение во впускном трубопроводе. Силовой регулятор представляет собой вакуумную камеру *7*, жестко прикрепленную к подвижному полушкиву. Поршень вакуумной камеры жестко связан с неподвижным полушкивом. Правая полость вакуумной камеры связана с впускным коллектором двигателя и находится под разрежением, левая связана с атмосферой. При уменьшении подачи топлива, что имеет место при движении автомобиля со скоростями, меньшими максимальной, разрежение в правой полости увеличивается, и вакуумный регулятор противодействует стремлению центробежного регулятора увеличить передаточное число при уменьшении скорости, поддерживая его в области минимального значения. Следует отметить, что если при применении бесступенчатой передачи регулирование скорости осуществляется изменением подачи топлива, то управление бесступенчатой передачей по двум параметрам — скоростному и силовому является объективной необходимостью. Известно, что бесступенчатая передача может обеспечить улучшение топливно-экономических характеристик автомобиля в сравнении с автомобилем со ступенчатой трансмиссией только в том случае, когда эта передача загружает двигатель на всех скоростных режимах автомобиля по характеристике минимальных удельных расходов, что требует от передачи сравнительного большого диапазона регулирования. Стремление увеличить диапазон регулирования приводит к необходимости работы ремня на маленьких радиусах одного из шкивов. Чрезмерная деформация ремня на маленьких рабочих радиусах ведет к росту гистерезисных потерь в ремне. Такие же потери обусловлены циклом растяжения ремня в тянущей ветви и последующего сжатия его в свободной ветви. Поэтому клиноременные вариаторы с большим диапазоном регулирования имеют обычно недостаточно высокий КПД, что заставляет конструкторов искать пути повышения их КПД, так как сама идея применения клиноременного вариатора в трансмиссии автомобиля остается весьма привлекательной из-за простоты, технологичности и других достоинств.

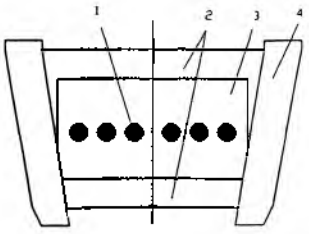


Рис. 4.46. Конструкция ремня клиноременного вариатора

На *рис. 4.46* показана конструкция ремня фирмы «Gates Rubber». На тонкий плоский ремень *3*, внутри которого проходят специальные работающие на растяжение волокна *1*, насажены металлические звенья *2*, имеющие по бокам резиновые накладки *4*, соприкасающиеся с поверхностями шкивов. Благодаря такой конструкции ремня снижаются потери энергии при изгибе ремня, что предоставляет возможность использовать шкивы малого диаметра.

В последнее время широкое распространение получили конструкции клиноременных вариаторов, использующих стальной клиновой ремень толкающего типа (*рис. 4.47*).

Работающий в масле ремень представляет собой две параллельные ленты *1*, состоящие из 10—14 стальных колец толщиной 0,2 мм и примерно 300 звеньев *2* трапециевидной формы с неодинаковой толщиной. Слоистость конструкции ленты увеличивает ее гибкость, что позволяет уменьшить размеры передачи. Неодинаковая толщина звеньев позволяет предотвратить колебания ремня. Ленты входят в боковые прорези звеньев и являются единственной связью между ними. Это позволяет отказаться от сложных креплений, значительно упрощает производство и обслуживание. В отличие от передач с резиновым ремнем, передача с металлическим основана на принципе толкающего, а не тянущего соединительного элемента. Каждое очередное звено, увлекаемое силами трения с ведущим шкивом, толкает предшествующее и все следующие за ним звенья к ведомому шкиву. Стальные ленты прижимают звенья к поверхности шкивов, но сами крутящего момента и толкающего усилия не передают. Таким образом, при работе такого ремня отсутствуют гистерезисные потери при изгибе ремня и гистерезисные потери, связанные с растяжением-сжатием ремня, что значительно повышает КПД. Стальной ремень является более дорогой конструкцией в сравнении с другими видами гибких элементов в основном из-за технологических сложностей, связанных с производством стальных лент, на которых крепятся тра-

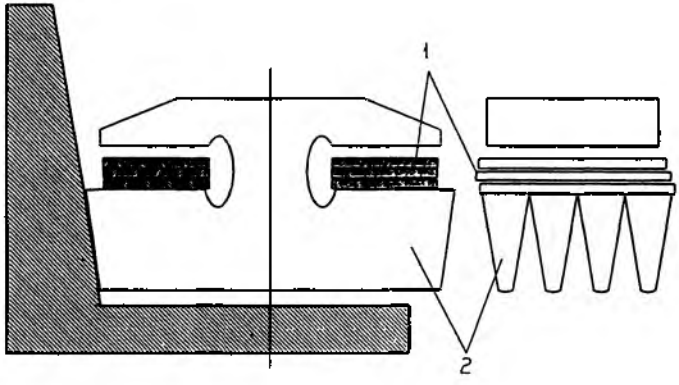


Рис. 4.47. Конструкция металлического ремня толкающего типа

Рис. 4.48. Конструкция цепи вариатора

пециевидные звенья. Существует опасность складывания стального ремня в передачах с большим межцентровым расстоянием, необходимым в передачах с большим диапазоном регулирования.

Существуют конструкции клиноременных вариаторов, где в качестве гибкого звена используется цепь, взаимодействующая со шкивами за счет сил трения между головками пальцев звеньев и коническими поверхностями шкивов. Элементы цепи соединены между собой с помощью V-образных накладок и пальцев, продетых через накладки. Головки пальцев с обеих сторон цепи имеют особой формы поверхность, что позволяет иметь точечный контакт между цепью и коническими поверхностями шкивов. Для того чтобы избежать трения скольжения между пальцами и звеньями цепи, пальцы выполнены из двух половинок, при этом каждая из этих половинок с помощью специального замкового устройства соединяется со своим звеном и имеет профилированную поверхность контакта со второй половинкой пальца. При относительном повороте двух звеньев половинки пальцев обкатываются друг по другу, т.е. трение скольжения, характерное для обычной втулочно-роликовой цепи, заменяется трением качения. Очевидно, что, как и в случае с металлическим ремнем толкающего типа, работа цепи не сопровождается гистерезисными потерями в ремне при изгибе на шкивах и при растяжении и сжатии соответственно в тянущей и свободной ветвях, что существенно повышает КПД передачи в сравнении с резиновым ремнем. Определенное опасение вызывают значительные контактные напряжения при взаимодействии головок пальцев и шкивов, однако при соответствующем выборе материала и смазки эта проблема решается. На *рис. 4.48* показаны цепная клиноременная передача и конструкция цепи, а на *рис. 4.49* — схема управления передачей.

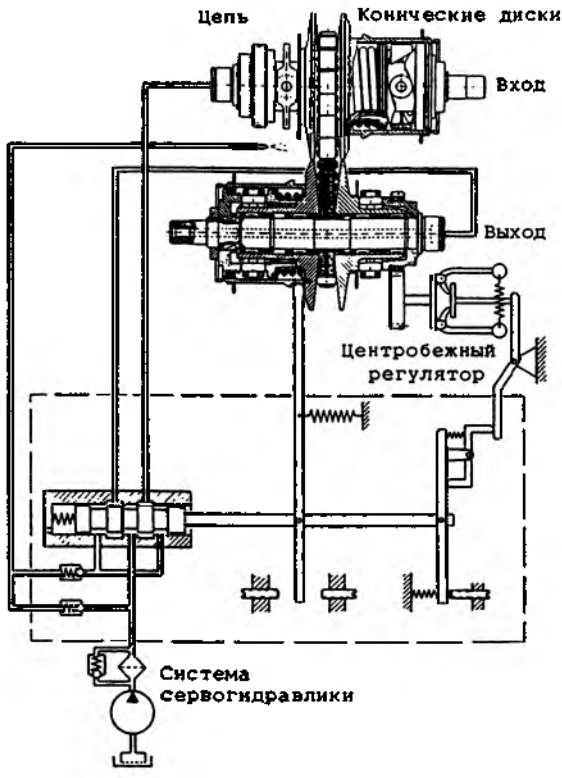


Рис. 4.49. Схема управления клиноременной передачей

В большинстве современных клиноременных вариаторов регулирование осевых сил, управляющих передаточным числом вариатора, обеспечивается поршнями гидравлических цилиндров, воздействующих на ведущий и ведомый подвижные полушкивы. Давление в гидроцилиндрах регулируется золотниковыми устройствами, управляемыми соленоидами по команде микропроцессора. Программа микропроцессора составлена с учетом необходимости создания оптимальных осевых усилий для обеспечения работоспособности узла и обеспечивает регулирование передаточных чисел с учетом основных информационных параметров (частота вращения ведущего вала, частота вращения ведомого вала, нагрузочный режим двигателя и др.).

4.9. Пути улучшения эксплуатационных качеств бесступенчатых передач

4.9.1. Двухпоточные передачи

Двухпоточными называют передачи, в которых мощность, подводимая от двигателя к ведущим колесам, с помощью механического дифференциала делится на два потока, при этом в одном из них

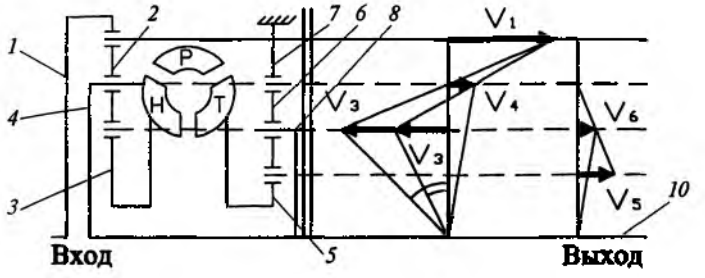


Рис. 4.50. Схема и план скоростей двухпоточной (дифференциальной) гидромеханической передачи

мощность передается через элементы, имеющие постоянное передаточное число, а в другом встроена бесступенчатая передача. Суммирование мощности обоих потоков осуществляется либо вторым дифференциалом, либо непосредственно на выходном валу. Наличие одного или двух дифференциалов дало второе название таким передачам — «дифференциальные передачи». При разделении общей мощности на два потока через бесступенчатую передачу проходит только часть общей, передаваемой дифференциальной передачей мощности. В этом случае преобразующие свойства бесступенчатой передачи реализуются в меньшем объеме мощности, а следовательно, и общий диапазон регулирования становится меньше, чем у полнопоточной бесступенчатой передачи. В связи с уменьшением общего объема мощности, проходящего через бесступенчатую передачу, уменьшаются потери в этой передаче. Это приводит к повышению КПД дифференциальной передачи в сравнении с полнопоточной бесступенчатой передачей.

В настоящее время, как правило, применение дифференциальной передачи имеет целью только повышение КПД.

Рассмотрим для примера дифференциальную гидромеханическую передачу.

Кинематическая схема дифференциальной части передачи показана на *рис. 4.50*, а конструкция коробки передач — на *рис. 4.51*.

Передача состоит из двух дифференциалов — переднего и заднего, гидротрансформатора, насос которого связан со звеном первого дифференциала, турбина — со звеном второго дифференциала, а реактор постоянно остановлен. В переднем дифференциале коронная шестерня *1* связана с валом двигателя, солнечная шестерня *3* — с валом привода насоса гидротрансформатора, водило *4* — с выходным валом передачи *10*. Сателлиты *2* установлены на осях в водиле *4* и находятся одновременно в зацеплении с коронной шестерней *1* и солнечной шестерней *3*. В заднем дифференциале солнечная шестерня *5* связана с турбинным колесом гидротрансформатора, коронная шестерня *7* постоянно остановлена, а водило *8* установлено на выходном валу передачи *10*. Сателлиты *6* установлены на осях в водиле *8* и находятся одновременно в зацеплении с солнечной шестерней *5* и коронной шестерней *7*.

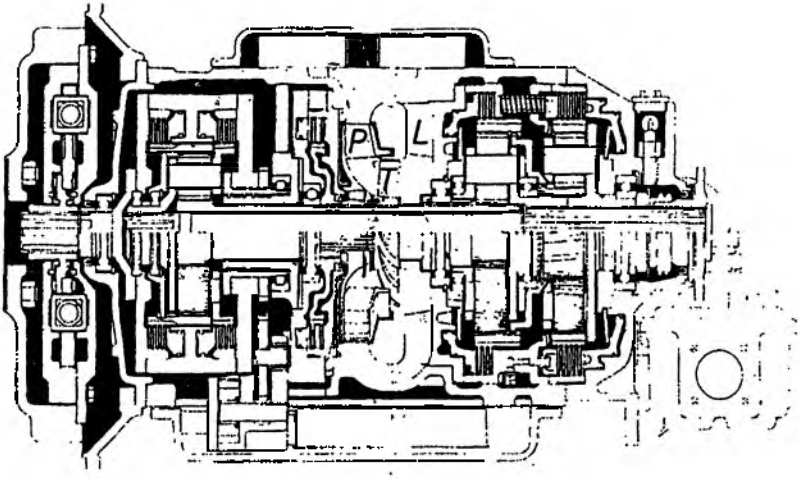


Рис 4.51. Конструкция двухпоточной (дифференциальной) гидромеханической передачи

Мощность, приходящая в передачу от двигателя, делится в переднем дифференциале на два потока. Часть мощности через солнечную шестерню *3* подводится к насосному колесу гидротрансформатора, а другая часть через вал водила попадает на выходной вал передачи. Момент насоса преобразуется в гидротрансформаторе и с вала турбины попадает на солнечную шестерню *5* второго дифференциала. Поток мощности со второго дифференциала снимается с вала водила *8* и попадает на выходной вал передачи *10*, где суммируется с потоком мощности, попадающим на выходной вал *10* с водила *4* первого дифференциала. Таким образом, через гидротрансформатор в рассматриваемой передаче проходит только часть общей мощности двигателя, а другая ее часть проходит на выходной вал с водила первого дифференциала, минуя гидротрансформатор. Заметим, что соотношение мощностей, проходимых на выходной вал через гидротрансформатор и через механические звенья, непрерывно меняется в зависимости от соотношения частот вращения отдельных звеньев дифференциалов.

В том случае, когда суммарный момент, снимаемый с выходного вала передачи, меньше момента сопротивления движению, приведенного к выходному валу передачи, движение автомобиля невозможно. В этом случае в заднем дифференциале остановлены два звена — водило и коронная шестерня. Следовательно, остановлена и солнечная шестерня, а значит, остановлена турбина гидротрансформатора, т.е. он работает в «стоповом» режиме. В переднем дифференциале остановлено водило, коронная и солнечная шестерни вращаются в противоположных направлениях. Вся мощность двигателя затрачивается на преодоление внутренних потерь в гидротрансформаторе. Момент турбины гидротрансформатора создает реакцию в зацеплении солнечной шестерни *5* с сателлитами *6*, на оси водила реализуется реакция, создающая момент

на выходном валу передачи, который суммируется с моментом, попадающим на выходной вал с водила переднего дифференциала *4*. Когда суммарный момент на выходном валу передачи превысит приведенный к этому валу момент сопротивления движению, автомобиль начнет движение. Заметим, что после начала движения направления вращения насосного и турбинного колес гидротрансформатора противоположны, т.е. в данном случае применен трансформатор обратного хода. После начала движения мощность попадает на выходной вал передачи двумя путями — через водило *4* переднего дифференциала, минуя гидротрансформатор, и через водило *8* заднего дифференциала после преобразования в гидротрансформаторе. При этом по мере разгона автомобиля уменьшается частота вращения насосного колеса гидротрансформатора, и часть мощности, проходящей на выходной вал через гидротрансформатор, также уменьшается.

Такая схема передачи позволяет полностью использовать трансформирующие свойства гидротрансформатора в момент трогания с места, а по мере разгона автомобиля уменьшение части мощности, проходящей через гидротрансформатор, позволяет уменьшить потери, свойственные полнопоточной гидродинамической передаче.

4.9.2. Передачи с расширенным диапазоном регулирования

Одним из возможных путей расширения диапазона регулирования бесступенчатой передачи является применение так называемых «i^2 передач».

Пример такой передачи показан на *рис. 4.52*. Передача содержит два параллельных вала, связанных зубчатыми зацеплениями. На одном валу установлены две многодисковые фрикционные муфты

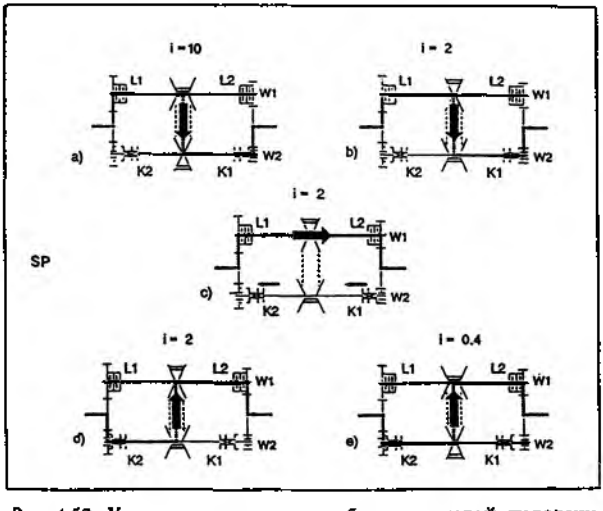


Рис. 4.52. Кинематическая схема бесступенчатой передачи с расширенным диапазоном регулирования

L_1 и L_2, на другом — две зубчатые муфты с синхронизированным включением K_1 и K_2. Валы, кроме зубчатых зацеплений, связаны бесступенчатой передачей (в данном примере — клиноременной вариатор). Входной вал передачи связан зубчатыми зацеплениями с обоими валами, при этом соединение входного вала с первым промежуточным валом осуществляется фрикционом L_1, со вторым промежуточным валом — муфтой K_2. Выходной вал передачи также связан с промежуточными валами зубчатыми зацеплениями, соединение с первым валом осуществляется фрикционом L_2, со вторым — муфтой K_1. В первой фазе работы передачи включены фрикцион L_1 и муфта K_1. Крутящий момент передается от входного вала через зубчатые зацепления и фрикцион L_1 на первый промежуточный вал, через клиноременной вариатор — на второй промежуточный вал, через зубчатые зацепления и муфту K_1 — на выходной вал. В начальном положении клиноременного вариатора передаточное число передачи составляет $i = 10$. В процессе работы клиноременного вариатора передаточное число передачи уменьшается и в конце регулирования вариатора составит $i = 2$. После этого выключается муфта K_1 и включается фрикцион L_2 — вторая фаза работы передачи. Крутящий момент с входного вала через зубчатые зацепления и фрикцион L_1 попадает на первый промежуточный вал, а с него через фрикцион L_2, зубчатые зацепления — на выходной вал. Передаточное число передачи остается таким же, как на предыдущем этапе ($i = 2$). В третьей фазе работы передачи выключается фрикцион L_1 и включается муфта K_2. Момент с входного вала через зубчатые зацепления, муфту K_2 попадает на второй промежуточный вал, с него на вариатор, который находится в том же состоянии, как в конце первой фазы работы. Передаточное число передачи в начале третьей фазы — $i = 2$. С выходного шкива вариатора момент попадает на первый промежуточный вал и с него через фрикцион L_2 и зубчатые зацепления — на выходной вал. В процессе регулирования вариатора (в обратном в сравнении с первой фазой направлении) передаточное число передачи уменьшается до значения $i = 0{,}4$ в конце регулирования вариатора. Таким образом, при диапазоне регулирования вариатора $Д_{вар} = 5$ диапазон регулирования «i^2 передачи» составит $Д_{пер} = 25$.

Несомненно, что применение такого рода передач значительно усложняет систему управления передачей, так как кроме задачи управления самим бесступенчатым вариатором появляется задача управления фрикционами и муфтами. Вместе с тем значительное расширение диапазона регулирования трансмиссии может оказаться в отдельных случаях весьма полезным. Например, такие передачи

дают значительные преимущества при создании трансмиссии для автомобиля с комбинированной силовой установкой параллельного типа. При этом на выходной вал трансмиссии параллельно через бесступенчатую передачу работают двигатель внутреннего сгорания и обратимая электрическая машина. Большой диапазон регулирования позволяет иметь большие значения максимального передаточного числа, это позволяет осуществлять трогание автомобиля с места только с использованием электрического маломощного мотора, что положительно сказывается на экологических качествах автомобиля.

Глава 5. КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Назначение карданных передач

Особенностью работы трансмиссии автомобиля является возможность изменения взаиморасположения отдельных ее агрегатов. Так, например, двигатель, установленный на раме или кузове с использованием виброизолирующих элементов, колеблется под действием реактивного момента и неуравновешенных сил инерции; ведущие мосты, связанные с несущей системой через подвеску, перемещаются под действием возмущающих сил, порождаемых неровностями дороги. Кроме того, сами кузова и рамы имеют некоторую податливость, и при действии внешних возмущений происходит их упругая деформация. Все это приводит как к относительным перемещениям осей валов агрегатов, передающих крутящий момент от двигателя к ведущим колесам, так и к изменению расстояния между агрегатами. При наличии на автомобиле ведущих управляемых колес появляется необходимость подвода крутящего момента к ним в условиях широкого изменения положения осей их вращения.

Передачу крутящего момента при несовпадении осей валов и изменении их взаиморасположения способны обеспечить карданные шарниры. Валы, соединяющие карданные шарниры, называются карданными валами. Механизм, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров и предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси которых не совпадают и могут изменять свое положение, называется карданной передачей. Для компенсации изменения расстояния между агрегатами трансмиссии в карданной передаче могут использоваться подвижные в осевом направлении муфты.

Кроме трансмиссии, карданные передачи часто используются в рулевых управлениях и для привода дополнительного оборудования, что обуславливается обычно особенностями компоновочной схемы автомобиля.

5.2. Требования к карданным передачам

Специфика работы карданной передачи заключается в возможности значительного изменения взаиморасположения ее деталей и

широких диапазонах скоростных и нагрузочных режимов. В связи с этим конструкция карданной передачи должна удовлетворять следующим требованиям:

1. *Работоспособность карданной передачи должна обеспечиваться при всех эксплуатационных режимах.* Это означает, например, что работа карданных шарниров при больших углах между осями валов не должна приводить к их ускоренному выходу из строя. С этим требованием непосредственно связано и исключение возможных резонансных явлений.

2. *Передача крутящего момента не должна порождать больших дополнительных динамических нагрузок в трансмиссии.* Такие нагрузки оказывали бы отрицательное влияние на комфортабельность автомобиля и долговечность деталей трансмиссии.

3. *Во всех эксплуатационных условиях должен обеспечиваться высокий КПД передачи.* Поскольку КПД карданной передачи определяется коэффициентами полезного действия карданных шарниров, это требование имеет особое значение при наличии большого их числа.

5.3. Классификация карданных передач

Карданные передачи в соответствии с их назначением можно разделить на несколько групп.

- К первой группе можно отнести карданные передачи, предназначенные для передачи крутящего момента к агрегатам, установленным на несущей системе и имеющим небольшие относительные перемещения. Работа таких карданных передач характеризуется углами до 3—5°.
- Наиболее традиционным применением карданной передачи является передача крутящего момента между коробкой передач *3* и главной передачей *5* автомобиля классической компоновочной схемы (*рис. 1.3 а*). Аналогичные функции выполняет карданная передача *4* и на полноприводных автомобилях, не имеющих раздаточной коробки (*рис. 1.3 ж* и *1.3 з*). Большим количеством карданных передач отличаются трансмиссии полноприводных грузовых автомобилей (*см. рис. 1.7*). Все эти относимые ко второй группе карданные передачи роднит относительно небольшая величина возможного углового смещения осей соединяемых ими валов (до 15—18°).
- В ряде конструкций ведущие неуправляемые колеса автомобиля имеют возможность перемещения относительно главной передачи, которая находится в составе силового агрегата (*рис. 1.3 б* и *1.3 в*) или закреплена на несущей системе (*рис. 9.7*). При этом при работе подвески их перемещение относительно главной передачи будет характеризоваться значительным изменением взаиморасположения осей. Из-за малого расстояния между ведущим колесом и главной передачей угловое смещение осей в

карданных шарнирах может достигать 20—25°. Если же колеса являются управляемыми (*рис. 1.3 г* и *1.3 д*), то эта величина может доходить до 35-45°. Карданные передачи, используемые в таких конструкциях, называют приводом ведущих колес.

- В отдельную группу можно вынести карданные передачи, предназначенные для подвода момента к вспомогательным, редко используемым механизмам.

В соответствии с назначением карданной передачи выбирается и тип карданных шарниров, являющихся наиболее сложным ее элементом.

Различают полукарданные и полные карданные шарниры. Последние подразделяются на шарниры равных угловых скоростей (ШРУС), которые обеспечивают равенство скоростей вращения ведущего и ведомого валов в любой момент времени при любом взаиморасположении валов, и шарниры неравных угловых скоростей (скорости вращения валов постоянно равны лишь в случае их соосности). Шарниры неравных угловых скоростей проще, дешевле, технологичнее и используются обычно везде, кроме привода ведущих управляемых колес, где, как правило, не обойтись без ШРУС. Если углы между осями валов малы, то при передаче крутящего момента можно использовать более дешевые полукарданные шарниры.

5.4. Полукарданные шарниры

Агрегаты трансмиссии, крепящиеся непосредственно к несущей системе, обычно устанавливаются почти соосно. В этом случае при передаче момента между ними иногда можно обойтись полукарданными шарнирами. Полукарданным называют шарнир, не имеющий определенных осей качания. Различают жесткие и упругие полукарданные шарниры.

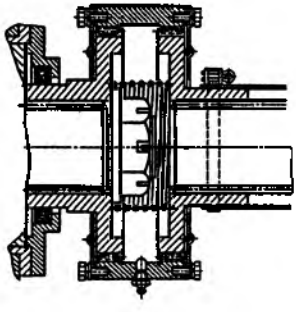


Рис. 5.1. Жесткий полукарданный шарнир

Изображенный на *рис. 5.1* жесткий полукарданный шарнир за счет зазоров в шлицевом соединении способен передавать крутящий момент под небольшим углом (не более 2°). Такие шарниры могут передавать большой крутящий момент, но создают высокий уровень шума и требуют закрытого заполненного смазкой картера. Из-за этих недостатков жесткие полукарданные шарниры весьма редко используют в автомобильных конструкциях.

В упругих полукарданных шарнирах способность передавать крутящий момент под углом обеспечивается за счет деформации упругого, обычно резинового, элемента. Такие шарниры не требуют обслуживания

и благодаря упругим и гистерезисным свойствам резины способствуют некоторому снижению крутильных колебаний в трансмиссии. Предельный угол между осями валов, при котором обеспечивается необходимая долговечность упругого полукарданного шарнира, составляет обычно 6—8°. Наиболее распространенная конструкция упругого полукарданного шарнира изображена на *рис. 5.2.* Валы, имеющие на концах тройные вилки, соединяются между собой через шестигранное резиновое кольцо, в углах которого методом вулканизации закреплены металлические втулки.

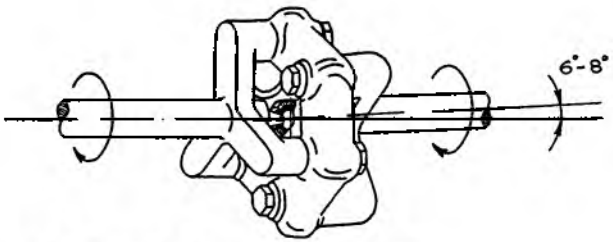


Рис. 5.2. Упругий полукарданный шарнир

5.5. Карданные шарниры неравных угловых скоростей

5.5.1. Общее устройство и кинематика шарнира неравных угловых скоростей

При передаче крутящего момента в трансмиссии (например, к ведущим мостам) углы между осями валов обычно больше тех, которые способны обеспечить полукарданные шарниры. В таком случае используются полные карданные шарниры. В отличие от полукарданного, полный карданный шарнир имеет определенные оси качания (точка пересечения осей соединяемых им валов имеет вполне определенное положение).

Изображенный на *рис. 5.3* карданный шарнир включает в себя две вилки и крестовину. Вилки могут покачиваться относительно шипов крестовины, что дает возможность передавать крутящий момент от одного вала к другому при угловом несовпадении их осей.

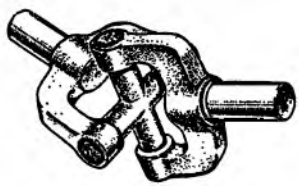


Рис. 5.3. Карданный шарнир неравных угловых скоростей

Рассмотрим два положения карданного шарнира, отличающиеся тем, что во втором случае ведущий вал повернут на 90° относительно его первоначального положения. В положении, изображенном на *рис. 5.4 а,* мгновенная окружная скорость точки *A* может быть вы-

ражена через угловые скорости ведущего и ведомого валов следующим образом:

$$V_A = \omega_1 r = \omega_2 r \cos \alpha,$$

где ω_1 — угловая скорость ведущего вала; ω_2 — угловая скорость ведомого вала.

Откуда

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos\alpha}.$$

В положении, изображенном на *рис. 5.4 б*, мгновенная окружная скорость точки В равна:

$$V_B = \omega_2 r = \omega_1 r \cos\alpha.$$

Откуда

$$\omega_2 = \omega_1 \cos\alpha.$$

При повороте ведущего вала еще на 90° мгновенная угловая скорость ведомого вала опять станет равной $\omega_2 = \frac{\omega_1}{\cos\alpha}$. Таким образом, при $\omega_1 = \text{const}$ дважды за один оборот угловая скорость ведомого вала изменяется в пределах:

$$\omega_1 \cos\alpha \leqslant \omega_2 \leqslant \frac{\omega_1}{\cos\alpha},$$

что иллюстрируется графиком, приведенным на *рис. 5.4 в*.

Можно утверждать, что потери передаваемой через карданный шарнир мощности (при неизменном взаимном расположении осей

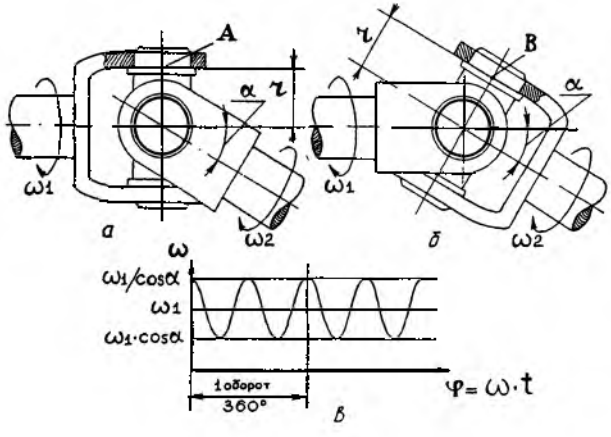


Рис. 5.4. Кинематика карданного шарнира неравных угловых скоростей

валов) не зависят от угла поворота валов. Следовательно, при постоянных моменте и угловой скорости ведущего вала мощность, передаваемая ведомому валу, тоже будет постоянной. Это означает, что пульсация угловой скорости ведомого вала будет вызывать синхронное изменение крутящего момента, что увеличивает динамическую нагруженность деталей трансмиссии. Колебания крутящего момента будут приводить к соответствующим изменениям реакций в опорах карданного вала и, передаваясь на кузов в виде вибраций, ухудшать комфортабельность автомобиля.

5.5.2. Принципы компоновки карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей

Поскольку наличие в трансмиссии шарнира неравных угловых скоростей является причиной возникновения дополнительных динамических нагрузок, необходимо свести к минимуму последствия его применения. Равномерного вращения выходного вала передачи можно добиться, используя два карданных шарнира неравных угловых скоростей. В этом случае неравномерность частоты вращения, порождаемая первым шарниром, будет гаситься вторым при условии, что выполняются следующие, иллюстрируемые *рис. 5.5* требования:

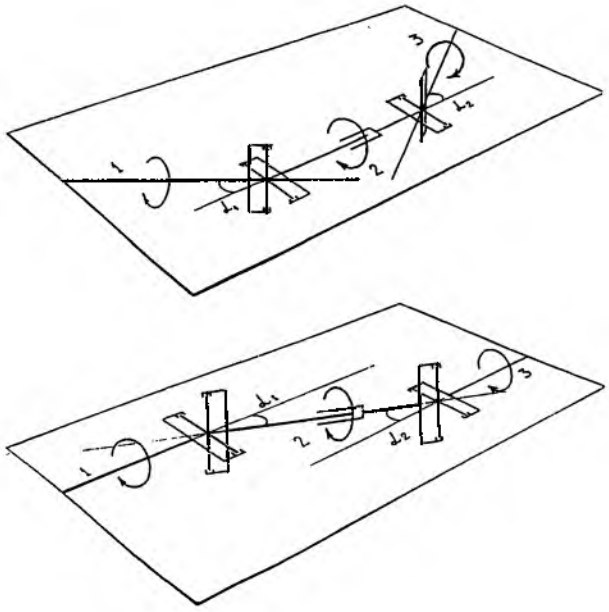


Рис. 5.5. Взаиморасположение валов, обеспечивающее минимум динамических нагрузок
а — схема *W*; *б* — схема *Z*

1) углы между валами *1* и *2* и валами *2* и *3* равны между собой по абсолютной величине, то есть $\alpha_1 = \alpha_2$. Причем возможно взаиморасположение валов, изображенное как на *рис. 5.5 а* (схема *W*), так и на *рис. 5.5 б* (схема *Z*);

2) второй шарнир повернут относительно первого на 90°. Это приведет к соответствующему сдвигу по фазе порождаемых им колебаний и компенсации колебаний, порождаемых первым шарниром. То же самое требование может быть сформулировано и по-другому: вилки среднего вала должны лежать в одной плоскости;

3) все валы карданной передачи лежат в одной плоскости (расположение этой плоскости в пространстве безразлично).

Последние два условия обычно удается реализовать. Точное же соблюдение равенства углов α_1 и α_2 при относительных перемещениях агрегатов трансмиссии обеспечить весьма сложно. Кроме того, в ряде случаев стремление уменьшить перемещение деталей подвижной муфты или углы в карданных шарнирах заставляет отказываться от точного соблюдения равенства указанных углов. Однако даже при абсолютном их равенстве частота вращения самого карданного вала будет пульсировать, что отрицательно скажется на нагруженности трансмиссии. Ввиду неустранимости пульсации угловой скорости и крутящего момента для уменьшения динамических нагрузок необходимо уменьшать углы в карданных шарнирах, поскольку, как выше было показано, амплитуда колебаний им пропорциональна. Уменьшения углов между осями валов карданных шарниров можно добиться установкой силового агрегата и ведущего моста с продольным наклоном. Такая особенность установки двигателя учитывается при его проектировании с целью обеспечения нормальной работы систем питания и смазки.

Уменьшение углов между осями валов карданной передачи, наряду со снижением динамических нагрузок (а следовательно, повышением долговечности трансмиссии в целом и самих карданных шарниров в частности), благотворно влияет и на комфортабельность автомобиля, так как снижает уровень вибрации. Однако некоторое минимальное значение угла (порядка 2°) следует сохранить из соображений обеспечения долговечности подшипников карданного шарнира (см. ниже).

Существуют некоторые компоновочные ситуации, когда валы карданной передачи не удается расположить в одной плоскости. Это бывает, например, при использовании схемы *W* или когда по соображениям компоновки приходится использовать нечетное число шарниров неравных угловых скоростей. Разница мгновенных скоростей вращения соединяемых валов в таком случае может быть несколько уменьшена за счет углового смещения вилок карданного вала (один из шарниров повернут в направлении вращения относительно другого), как показано на *рис. 5.6.*

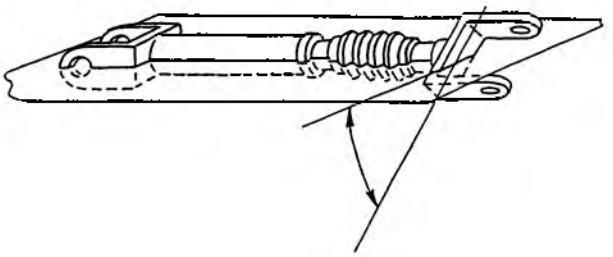


Рис. 5.6. Способ коррекции кинематики карданной передачи за счет углового смещения одного из шарниров

5.5.3. Подшипники шарниров неравных угловых скоростей

В сочленении вилок и крестовин карданных шарниров обычно устанавливаются подшипники качения, представляющие собой одну из разновидностей игольчатых подшипников (*рис. 5.7*). Особенностью конструкции подшипников шарниров неравных угловых скоростей, обусловленной ограниченностью компоновочного пространства, является отсутствие внутреннего кольца, роль которого играет шип крестовины, и исполнение наружного кольца в виде стакана *1*, зафиксированного, например, посредством стопорного кольца *2*. Применение таких подшипников, наряду с ограниченностью пространства для их размещения, диктуется стремлением к увеличению числа тел качения с тем, чтобы в процессе передачи момента обеспечивалось бы перекрытие зон контакта соседних роликов с шипами крестовины. Тем не менее, если угол между осями валов очень мал и при работе карданной передачи меняется незначительно, то шипы крестовины деформируются иглами (это явление иногда называют бринеллированием) и шарнир быстро выходит из строя.

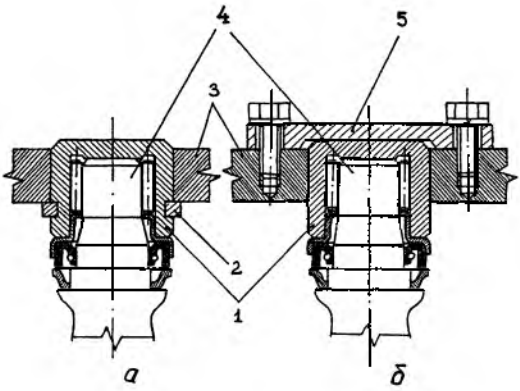


Рис. 5.7. Игольчатые подшипники шарниров неравных угловых скоростей
1 — стакан подшипника; *2* — стопорное кольцо; *3* — вилка шарнира; *4* — шип крестовины; *5* — фиксирующая пластина

Характер работы этих подшипников (агрессивная среда — пыль, вода, грязь) делает необходимым применение весьма надежных уплотнений. Наличие хороших уплотняющих элементов, наряду с появлением высококачественных смазочных материалов, позволило перейти к использованию в карданных передачах не обслуживаемых в эксплуатации карданных шарниров.

Следует отметить, что карданные шарниры должны обеспечить точное центрирование валов карданной передачи. Это требование может быть реализовано только при условии точной установки стаканов подшипников (относительно крестовины и вилок) и узких полей допусков на изготовление деталей карданного шарнира. Центрирование подшипников относительно крестовины осуществляется по торцам шипов, а относительно вилок — с помощью стопорных колец *2* (*рис. 5.7 а*) или опорных пластин *5* (*рис. 5.7 б*).

5.6. Карданные валы

Особенность работы быстровращающихся валов, каковыми являются карданные валы автомобилей, – наличие дополнительных нагрузок, обусловленных центробежными силами. Эти силы порождаются несбалансированностью (дисбалансом) вала и, как известно, пропорциональны квадрату частоты его вращения. Действие центробежных сил приводит к изгибу вала и увеличению его несбалансированности. До определенной частоты вращения центробежная сила уравновешивается силой упругости, обусловленной изгибной жесткостью вала и не зависящей от скорости его вращения. При некоторой частоте, называемой критической, центробежная сила превышает силу упругости, и теоретически прогиб вала должен неограниченно возрастать. Однако кроме упругих в материале вала имеются и неупругие сопротивления, присутствуют силы трения в опорах вала, а если вал состоит из нескольких деталей, то и в местах их соединения. Поэтому бесконечного возрастания прогиба (поломки) вала может и не произойти, однако при вращении вала с критической скоростью в очень большой степени возрастает уровень динамических нагрузок в трансмиссии и уровень вибрации, передаваемой через опоры карданного вала на несущую систему автомобиля.

Рабочая частота вращения карданной передачи может принимать любые значения в диапазоне от нуля до частоты, соответствующей максимальной частоте вращения коленчатого вала и высшей передаче в коробке передач. Поскольку работа карданной передачи на критической частоте недопустима, конструктивными мероприятиями она должна быть выведена за пределы диапазона изменения рабочей частоты. Это означает, что необходимо обеспечить высокую изгибную жесткость вала.

Изгибная жесткость прямо пропорциональна моменту инерции сечения вала и обратно пропорциональна третьей степени его длины. Стремление к повышению изгибной жесткости заставляет делать карданные валы из тонкостенных труб большого диаметра и достаточно короткими.

Укорочение вала может быть достигнуто двумя способами. Первый способ предусматривает укорочение карданной трубы за счет соответствующего удлинения картера коробки передач или картера главной передачи (*рис. 5.8 а — 5.8 б*). Если удлиняется картер коробки передач, то недостаток этого способа может проявиться в уменьшении изгибной жесткости силового агрегата, определяемой жесткостью блока последовательно соединенных картеров двигателя, сцепления, коробки передач и ее удлинителя (чем меньше моменты инерции сечений и больше число стыков последовательно соединенных деталей, тем меньше суммарная жесткость). Если такой метод использовать на автомобиле, имеющем двигатель с искровым зажиганием, для которого характерна высокая частота вращения вала, то это может привести к возникновению на высоких скоростях движения резонансных изгибных колебаний самого силового агрегата. Источником таких колебаний будет переменная реакция в опоре карданного вала, которой является конец удлинителя картера коробки передач.

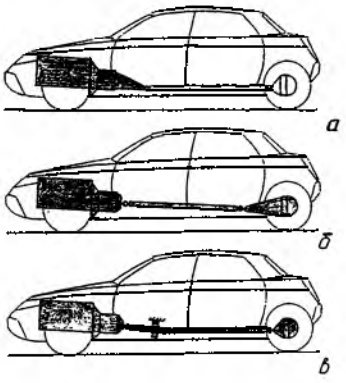


Рис. 5.8. Конструктивные варианты повышения изгибной жесткости карданной передачи
а — с удлинителем картера коробки передач; *б* — с удлинителем картера главной передачи; *в* — с промежуточной опорой карданной передачи

Удлинение картера главной передачи обычно не приводит к подобным неприятностям, однако должно быть согласовано с конструкцией самой главной передачи и подвески колес, к которым передается крутящий момент.

Другой способ повышения изгибной жесткости (*рис. 5.8 в*) основан на использовании не одного, а двух или даже трех (соответственно более коротких) последовательно расположенных карданных валов, соединенных с рамой или кузовом посредством промежуточных опор. Промежуточная опора карданных валов включает в себя шариковый подшипник и упругодемпфирующий (резиновый) элемент. Чем меньше радиальная жесткость резинового элемента промежуточной опоры, тем меньшие силы передаются через нее на кузов автомобиля. Однако в упругой системе, образованной карданными валами, подвешенными на промежуточной опоре, не-

минуемо будут возникать колебания, порождаемые дисбалансом валов и реакциями в карданных шарнирах. При совпадении частоты действующих на промежуточную опору карданной передачи возмущающих сил с частотой собственных колебаний массы карданных валов, закрепленных упруго на промежуточной опоре, возможно возникновение резонансных колебаний, развитию которых препятствует правильно выбранное демпфирование в материале резинового элемента.

Использование конструкционных материалов меньшей плотности существенно упрощает проблему повышения критической частоты вращения карданной передачи, поэтому применение карданных валов, использующих неметаллические (композиционные) материалы, следует считать перспективным.

Для снижения вибраций, порождаемых карданной передачей, валы в процессе изготовления балансируют. Эта операция проводится в автоматическом режиме на специальных балансировочных станках, где на концах трубы карданного вала (по возможности ближе к опоре карданного вала) в необходимых местах точечной сваркой привариваются пластины определенной массы.

Поскольку, несмотря на наличие гасителя крутильных колебаний, полностью устранить пульсацию крутящего момента в трансмиссии не удается, иногда с целью снижения крутильных колебаний карданный вал делают составным из двух концентричных труб, соединяющихся с помощью резиновых элементов, которые передают крутящий момент и одновременно служат демпфером колебаний. В валах круглого сечения между двух концентрических труб запрессовываются несколько упругих колец, которые могут приклеиваться или удерживаться за счет натяга, создаваемого при посадке.

Наиболее распространенным способом связи карданного вала с другими узлами трансмиссии является использование фланцевого болтового соединения. При этом каждый из фланцев карданного вала изготавливается заодно с ближайшей вилкой карданного шарнира и с помощью центрирующего пояска соединяется с другим соответствующим фланцем, например закрепленным на вторичном вале коробки передач или на вале ведущей шестерни главной передачи.

5.7. Компенсация осевого перемещения деталей карданной передачи

Упругое крепление агрегатов трансмиссии, соединяемых карданной передачей, обуславливает обычно необходимость изменения ее длины в ходе передачи крутящего момента. В большинстве автомобильных конструкций для этого используются подвижные шли-

цевые муфты, причем зачастую они являются весьма нагруженными элементами трансмиссии.

Если карданная передача передает крутящий момент на ведущий мост, имеющий возможность перемещения относительно несущей системы, то относительные перемещения деталей муфты, как правило, пропорциональны деформации подвески вверх и вниз от нейтрального положения, а следовательно, износ деталей муфты в большой степени определяется профилем дорог, по которым движется автомобиль. Если при этом трансмиссия передает большой крутящий момент, то износ шлицев увеличивается.

Долговечность подвижной шлицевой муфты может быть обеспечена только при условии ее эффективной смазки и надежной защиты от внешней среды. Повышение износостойкости возможно также за счет нанесения на поверхность шлицев покрытий, обеспечивающих уменьшение коэффициента трения и снижение усилий, действующих вдоль карданного вала и нагружающих подшипники карданных шарниров. Наиболее распространенным способом обработки поверхности является фосфатирование, которое не только снижает коэффициент трения и защищает от коррозии, но и предохраняет от образования микротрещин. Это покрытие предотвращает трение стали по стали и в то же время является достаточно пористым, чтобы пропитаться смазкой и удерживать ее. Иногда для уменьшения усилий осевого перемещения используют неметаллические покрытия, в частности нейлон, который имеет хорошие антифрикционные свойства и износостойкость. Покрытие шлицев нейлоном не сопряжено с какими-либо конструктивными изменениями, за исключением небольшого уменьшения толщины и наружного диаметра поверхности шлицев. Оно уменьшает шум и до некоторой степени служит демпфером колебаний.

Шлицевые муфты могут располагаться как на самом карданном валу, так и в его сочленении с другим валом, например вторичным валом коробки передач. Последний вариант, гарантирующий смазывание муфты жидким трансмиссионным маслом, обычно используют в трансмиссиях, где картер коробки передач имеет удлинитель (*рис. 5.8 а*). Если подвижная шлицевая муфта расположена на самом карданном валу, то в некоторых конструкциях предусматривается ее периодическое смазывание, тем более частое, чем хуже дороги, по которым движется автомобиль.

Иногда вместо шлицевых муфт применяются механизмы, в которых используются тела качения. Эти соединения заметно повышают стоимость карданной передачи, но зато обеспечивают значительно меньшие коэффициенты трения (особенно трения покоя). Наличие таких соединений позволяет избежать заедания сопряженных деталей, приводящего к резкому повышению осевых усилий. Как правило, эти соединения смазываются при сборке один раз

на весь срок службы, после чего для них уже не требуется техническое обслуживание.

В приводе ведущих колес задача обеспечения компенсации осевого перемещения деталей решается обычно путем применения универсальных (подвижных) карданных шарниров.

5.8. Шарниры равных угловых скоростей

Работа шарниров неравных угловых скоростей при больших углах между осями валов сопровождается рядом неприятных явлений: значительно увеличивается пульсация крутящего момента, сильно уменьшается КПД шарниров, снижается их долговечность. Стремление избежать этих явлений заставляет конструкторов использовать в приводе ведущих управляемых колес более сложные и дорогие шарниры равных угловых скоростей.

Устройство используемых в настоящее время ШРУС весьма разнообразно, однако, несмотря на разнообразие конструктивных решений, можно выделить несколько групп таких шарниров, а именно:

— сдвоенные;
— кулачковые;
— шариковые;
— трехшиповые.

Бытующие названия шарниров часто определяются именами их изобретателей. Часто шарниры носят названия фирм, их изготовляющих, поэтому не имеющие принципиальных отличий конструкции в разных источниках могут называться по-разному.

5.8.1. Сдвоенные шарниры

Представим себе карданную передачу с двумя шарнирами неравных угловых скоростей, выполненную по схеме *W рис. 5.5 а*. При укорочении вала шарниры будут сближаться, и в предельном случае (длина вала равна нулю) мы получим так называемый сдвоенный карданный шарнир.

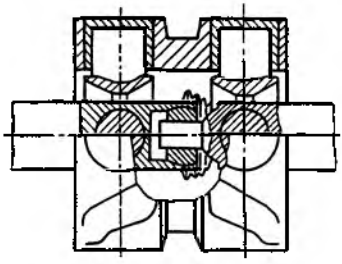


Рис. 5.9. Сдвоенный карданный шарнир

Если положение входного и выходного валов шарнира жестко определено (например, они установлены в подшипниках, закрепленных в деталях ведущего моста, и смещение вдоль осей валов невозможно), то все условия, перечисленные в п. 5.5.2, выполнены и такой шарнир не будет порождать пульсации крутящего момента. Однако если хотя

бы один из соединяемых шарниром валов имеет возможность смещения в каком-либо направлении, то равенство углов на входе и выходе из шарнира уже не гарантировано. Поэтому в таких случаях используется изображенный на *рис. 5.9* сдвоенный карданный шарнир, снабженный центрирующим устройством, в котором используются подвижные сферические и цилиндрические соединения. Точное равенство входного и выходного углов, а следовательно, и равенство угловых скоростей несоосных входного и выходного валов возможно только в том случае, когда центр сферы находится на одинаковом расстоянии от центров обеих крестовин. Однако при изменении взаимного положения осей валов, соединяемых таким шарниром, центр сферы будет смещаться, но, поскольку порождаемая этим пульсация угловой скорости невелика, практически можно считать такой шарнир шарниром равных угловых скоростей.

Иногда применяется изображенная на *рис. 5.10* упрощенная конструкция сдвоенного карданного шарнира, имеющего меньшее количество деталей. В этой конструкции подшипники, принадлежащие среднему звену шарнира, попарно объединены. Интересной конструктивной особенностью этого шарнира является асимметричная форма вилок, которая позволяет сделать их взаимозаменяемыми.

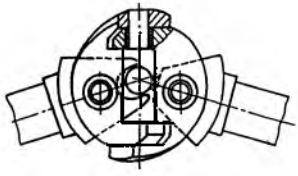


Рис. 5.10. Упрощенная конструкция сдвоенного карданного шарнира

Сдвоенный карданный шарнир может работать при углах между осями валов до 40°.

5.8.2. Кулачковые шарниры

Изображенный на *рис. 5.11* шарнир Тракта относится к группе кулачковых шарниров. Относительное угловое перемещение его деталей осуществляется благодаря скольжению плоскостей вилок *1* и *4* и вспомогательных центрирующих цилиндрических поверхностей фасонных кулаков *2* и *3*. Такой шарнир способен передавать крутящий момент при углах до 50°. Более технологичен изображенный на *рис. 5.12* кулачково-дисковый шарнир. Он состоит из связанных с ведущим и ведомым валами вилок *1* и *4* и вставленных в них цилиндрических кулаков *2* и *3*, в пазы которых входит диск

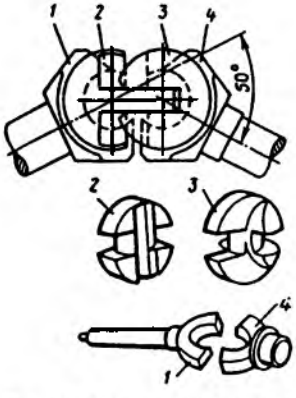


Рис. 5.11. Кулачковый шарнир Тракта

5, передающий крутящий момент от ведущей вилки к ведомой. Максимальное значение угла между валами до 45°.

Рис. 5.12. Кулачково-дисковый шарнир

Благодаря большой контактной поверхности деталей, воспринимающих усилия, последние два шарнира имеют высокую несущую способность и применяются на тяжелых грузовых автомобилях. Основной недостаток кулачковых шарниров заключается в том, что сопряженные детали работают в условиях трения скольжения, что снижает КПД. При хорошей смазке износостойкость и надежность таких шарниров вполне удовлетворительна.

5.8.3. Шариковые шарниры

Принцип действия шариковых ШРУС основан на том, что при любом относительном положении валов точки контакта деталей, через которые они связаны между собой (а связь происходит посредством шариков), находятся в плоскости биссектрис углов, образованных осями валов. Эту плоскость называют биссекторной. На *рис. 5.13* приведена схема, иллюстрирующая этот принцип. Представим себе, что ведущий вал *1* снабжен шипом *3*, который через аналогично расположенный на вале *2* шип *4* передает ему крутящий момент. Положение валов *1* и *2* задано таким образом, что $OC = OД$.

При вращении валов в какой-то момент точка контакта валов совпадает с точкой *A*. Треугольники *AOC* и *AOД* равны, из чего вытекает, что линия *AO* совпадает с биссектрисой угла между валами *1* и *2*. При этом мгновенные угловые скорости валов равны, так как точка их контакта находится на одинаковом расстоянии от обоих валов $r_1 = r_1'$. Если повернуть валы на половину оборота,

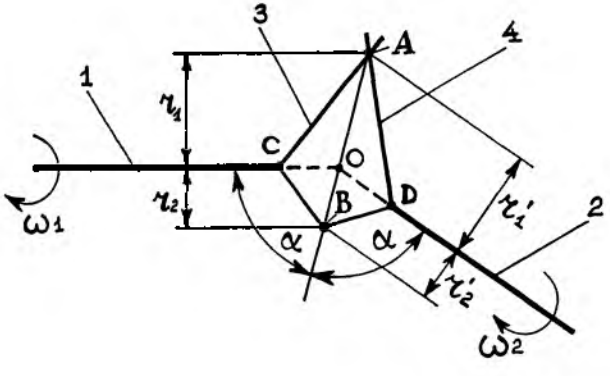


Рис. 5.13. Кинематика шарикового шарнира равных угловых скоростей

то контакт произойдет в точке *B*, лежащей на биссектрисе угла между валами. Расстояния между точкой контакта и осями валов $r_2 = r_2^1$, и, следовательно, угловые скорости опять же равны. Очевидно, что в промежуточных положениях закономерность будет сохраняться. А раз в любой ситуации точка контакта валов находится на равном от них расстоянии, то условие $\omega_1 = \omega_2$ выполняется всегда, что и является особенностью ШРУС. Остается обеспечить постоянное нахождение точек контакта валов в биссекторной плоскости, что может быть реализовано несколькими способами.

Изображенный на *рис. 5.14* шарнир Вейса соединяет ведущий *4* и ведомый *1* валы и обеспечивает нахождение рабочих шариков *6* в биссекторной плоскости за счет специального профиля делительных канавок *5*, выполненных в ведущей и ведомой вилках *2* и *3*. Показанные на *рис. 5.14 б* средние линии канавок представляют собой окружности одинакового радиуса *R*, центры которых равноудалены на расстояние *a* от центра шарнира. При вращении валов эти линии образуют две сферические поверхности, пересекающиеся по окружности, являющейся траекторией движения шариков. Благодаря симметричному расположению канавок в обеих вилках центры шариков всегда находятся в биссекторной плоскости. Шарик *7* — центрирующий. Он обеспечивает правильное взаиморасположение валов и беззазорное соединение вилок. В передаче крутящего момента в каждом направлении участвуют лишь два шарика (*рис. 5.14 в*), что порождает большие контактные напряжения. Если соединяемые шарниром валы не соосны, то шарики не только перекатываются по канавкам, но и скользят относительно них. Этот факт, в совокупности с большими контактными напряжениями, определяет невысокую износостойкость шарниров Вейса, что ограничивает область их применения передними ведущими управ-

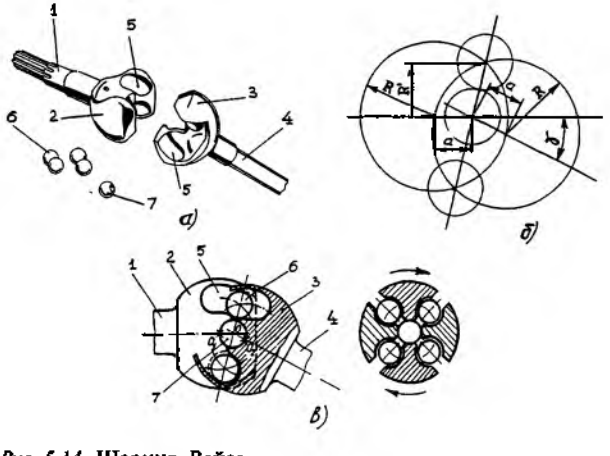


Рис. 5.14. Шарнир Вейса

ляемыми колесами при отключаемом их приводе (шарниры в этом случае лишь кратковременно нагружены крутящим моментом). Еще один недостаток такого шарнира заключается в наличии больших осевых нагрузок, которые воспринимаются его кожухом. Предельный угол между осями валов 32—33°.

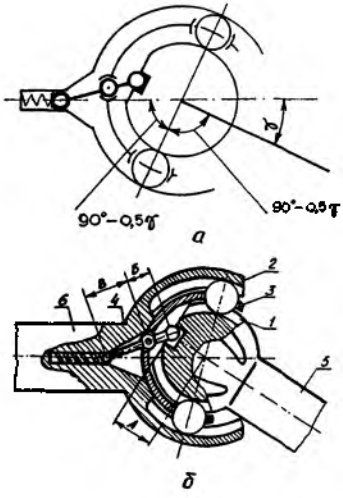


Рис. 5.15. Шарнир Рцеппа с делительным рычажком

Шарнир Рцеппа (*рис. 5.15*) состоит из двух кулаков: внутреннего *1*, связанного с ведущим валом *5*, и наружного *2*, связанного с ведомым валом *6*. В обоих кулаках имеется по шесть тороидных канавок, расположенных в плоскостях, проходящих через оси валов. В канавках находятся шарики, положение которых задается сепаратором *3*, взаимодействующим с валами через делительный рычажок *4*. Один конец рычажка поджимается пружиной к гнезду в вале *1*, другой скользит в цилиндрическом отверстии вала *6*. При изменении относительного положения валов рычажок наклоняется и поворачивает сепаратор, который, в свою очередь, изменяя положение шариков, обеспечивает их пребывание в биссекторной плоскости. В таком шарнире крутящий момент передается через все шесть шариков. Шарнир надежен и хорошо работает при углах между осями валов до 35—38°.

Изображенный на *рис. 5.16* шарнир отличается от вышеописанной конструкции отсутствием делительного рычажка. Установка шариков *2* в биссекторную плоскость происходит благодаря эксцентричности сфер, в которых располагаются оси тороидальных канавок кулаков. Центры сфер, в которых лежат оси канавок наружного *1* и внутреннего *4* кулаков, расположены соответственно в точках O_1 и O_2, поэтому при повороте, например, оси вала *5* по часовой

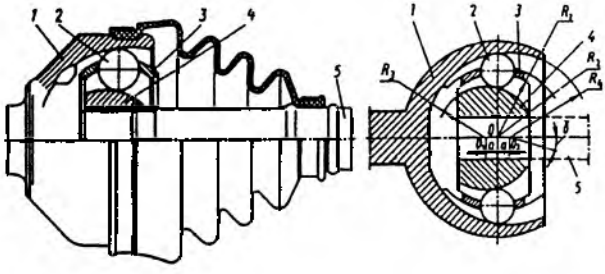


Рис.5.16. Шарнир Рцеппа без делительного рычажка

стрелке верхний на *рис. 5.16* шарик выталкивается из сужающегося пространства между кулаками, а нижний с помощью сепаратора *3* перемещается в соответственно увеличивающееся пространство с другой стороны шарнира. Остальные шарики занимают промежуточное положение. Работа таких шарниров подобна работе шарнира Рцеппа, имеющего делительный рычажок, однако характеризуется менее точной кинематикой. Простота и надежность конструкции, высокая несущая способность при небольших габаритах являются причинами массового применения таких шарниров на переднеприводных автомобилях.

5.8.4. Трехшиповые шарниры

В показанном на *рис. 5.17* трехшиповом шарнире (такие шарниры называют «трипод») крутящий момент от ведущего вала *5* передают три сферических ролика *3*, которые установлены на радиальных шипах *2*, жестко связанных с корпусом *1* ведомого вала. Шипы расположены под углом 120° один относительно другого. Ведущий вал имеет трехпальцевую вилку *4*, в цилиндрические пазы которой входят ролики. При передаче момента между несоосными валами ролики перекатываются со скольжением вдоль пазов и одновременно скользят в радиальном направлении относительно шипов. Предельный угол между осями валов до 40°. Такой шарнир впервые был использован в конце 60-х годов на переднеприводном легковом автомобиле.

Наряду с описанной существуют конструкции, в которых шипы соединены не с корпусом шарнира, а с валом.

Особенностью кинематики шарнира «трипод» является то, что в отличие от шариковых шарниров передача момента от ведущих элементов на ведомые происходит не в биссекторной плоскости, а в плоскости, проходящей через оси шипов. Анализ достаточно сложной кинематики шарнира показывает, что равенство частот вращения ведущего и ведомого валов обеспечивается при любом взаиморасположении их осей.

Принципиальным недостатком трехшипового шарнира является прецессия (движение оси вращения твердого тела, при котором она описывает коническую поверхность) одного из валов относи-

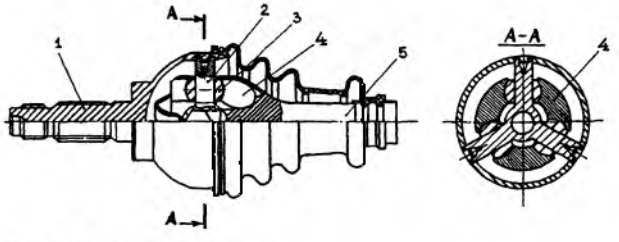


Рис.5.17. Шарнир «трипод»

тельно центра шарнира при угловом отклонении осей ведущего и ведомого валов. Особенностью прецессионного движения оси вала в данном случае является то, что, двигаясь по траектории, образующей в пространстве некоторую конусную поверхность, и являясь образующей этого конуса, она вращается вокруг его оси с частотой, втрое большей, чем частота вращения шарнира. Следовательно, применение такого шарнира ограничивается областью низких частот вращения. Кроме того, прецессия вала вынуждает устанавливать другой его конец в шарнире или в самоустанавливающемся подшипнике. Поскольку прецессия вызывает инерционный эффект, она весьма нежелательна при больших размерах и массе шарниров.

5.9. Особенности работы карданной передачи в приводе ведущих колес

Привод ведущих колес, как правило, включает в себя элементы карданной передачи, если в конструкции автомобиля используется одно из следующих или оба конструктивных решения:

— ведущие колеса одновременно являются управляемыми (переднеприводные и полноприводные автомобили);

— главная передача подрессорена (закреплена на несущей системе).

Наличие подрессоренной главной передачи предполагает использование приводных валов колес, качающихся относительно ее картера. В этом случае возможны три разновидности конструкции: 1) без использования карданных шарниров; 2) с использованием шарниров неравных угловых скоростей; 3) с использованием шарниров равных угловых скоростей.

Первая конструктивная схема показана на *рис. 9.6*. Такая конструкция имеет ряд недостатков и применяется весьма редко. Гораздо чаще (в основном на неуправляемых мостах) используются приводные валы с шарнирами неравных угловых скоростей. Один из вариантов такого конструктивного решения приведен на *рис. 9.7*. Третья разновидность конструкции привода ведущих колес показана на *рис. 6.3*.

Для согласования кинематики подвески и привода ведущих колес последний должен иметь механизм изменения длины вала. Использование в данном случае подвижных шлицевых муфт нерационально, поскольку передача больших крутящих моментов при малом диаметре шлицев приводит к появлению значительных осевых сил трения, что отрицательно сказывается на работе подвески и ухудшает комфортабельность автомобиля.

Стремление избавиться от подвижной шлицевой муфты привело к использованию карданных шарниров, допускающих относительное осевое перемещение их элементов. Простейшие шарниры неравных угловых скоростей, устанавливаемые непосредственно в картере главной передачи, позволяют компенсировать изменение расстояния между главной передачей и ведущими колесами. Такая конструкция показана на *рис. 5.18.* При работе подвески сухари *1*, надетые на шипы *2*, скользят в пазах, выполненных непосредственно в шестернях *3* дифференциала.

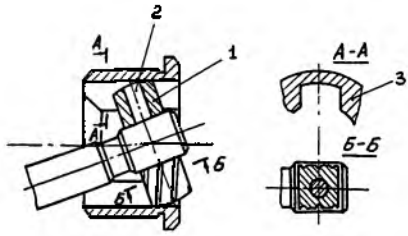


Рис. 5.18. Шарнир неравных угловых скоростей, допускающий осевое смещение валов

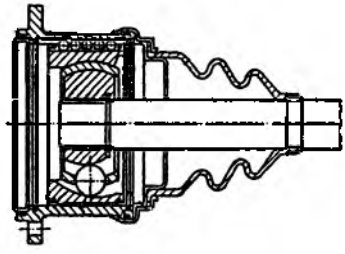


Рис. 5.19. Шарнир с шариковой муфтой

Карданные шарниры, допускающие относительное осевое смещение ведущих и ведомых деталей, называют универсальными или подвижными. Первые такие конструкции представляли собой традиционный шарнир, дополненный подвижной муфтой, например шариковой, как изображенный на *рис. 5.19* (на *рис. 6.3* такой шарнир показан установленным в приводе ведущих колес). Развитие таких конструкций привело к их упрощению. Обычно если колеса автомобиля управляемые, то на каждом приводном вале используется по два шарнира равных угловых скоростей, один из которых обладает способностью обеспечивать осевое смещение его элементов. Такой способностью обладают некоторые типы шариковых и трехшиповых карданных шарниров.

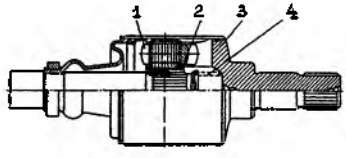


Рис. 5.20. Универсальный шарнир «трипод»

Универсальный трехшиповой карданный шарнир показан на *рис. 5.20.* Контакт между ведущим *2* и ведомым *3* валами осуществляется посредством трех сферических роликов *1*, которые перекатываются вдоль пазов вилок при осевом перемещении конца ведущего вала относительно корпуса шарнира.

Наиболее распространенной конструкцией универсальных шариковых шарниров является изображенный на *рис. 5.21* шарнир с

косыми канавками. В канавках корпуса *1* и кулака *2* расположены шарики *4*, связанные сепаратором *3*. Благодаря такой конструкции шарики устанавливаются на пересечении канавок. Канавки нарезаются под небольшим углом (13—19°), и именно благодаря их наклону, как показано на *рис. 5.22*, шарики независимо от положения валов всегда находятся в биссекторной плоскости.

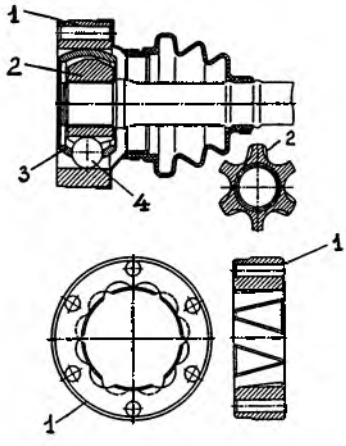


Рис. 5.21. Универсальный шариковый шарнир с косыми канавками

Существует и ряд других конструкций. На *рис. 5.23* показан универсальный шарнир, в котором на внутренней поверхности корпуса *1* выполнены прямолинейные канавки. Постоянное нахождение шариков *3* в биссекторной плоскости определяется сепаратором *2* со смещенными в осевом направлении наружной и внутренней сферическими поверхностями. Определяющая долговечность шарнира герметичность его внутреннего пространства обеспечивается эластичным кожухом *5*, закрепленным с помощью хомутов *4* и *6*. Крепление внутренней втулки *8* на ведущем валу *1* осуществляется стопорными кольцами *9*.

Большинство универсальных шарниров допускают взаимное продольное перемещение ведущего и ведомого валов в пределах до 13—24 мм при углах между валами не более 15—18°. Поэтому универсальные шарниры устанавливаются на внутренней части приводных валов у главной передачи, где, в отличие от наружных шарниров, передающих крутящий момент к управляемым колесам,

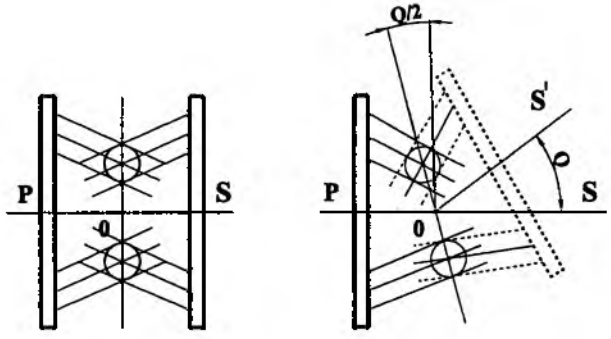


Рис. 5.22. Принцип обеспечения равенства угловых скоростей шарниром с косыми канавками

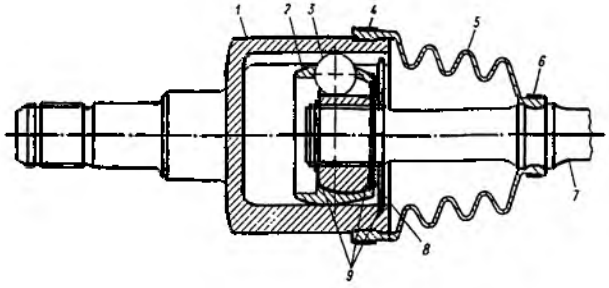


Рис. 5.23. Универсальный шариковый шарнир с прямыми канавками

большой угол не требуется. Если на обоих концах вала применены универсальные шарниры (что встречается крайне редко), то один из них необходимо снабдить специальным устройством, фиксирующим вал в осевом направлении. В шарнире, изображенном на *рис. 5.20*, для этих целей используется пружина *4*.

Глава 6. МЕХАНИЗМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ

6.1. Назначение механизмов распределения мощности

Специфика конструкции автомобиля предусматривает, как правило, раздвоение потока передаваемой от двигателя к движителю мощности, а в ряде случаев необходимость подключения (и отключения) какой-либо ветви трансмиссии. Раздвоение потока мощности имеет место на любом современном автомобиле, поскольку ведущих колес у него не меньше двух. В простейшем случае раздвоение потока мощности может быть осуществлено и без каких-либо специальных механизмов, если, например, подвести крутящий момент к середине вала, а снимать этот момент с его концов (так устроен привод ведущих колес простейшего спортивного автомобиля – карта). Однако постоянная жесткая связь между параллельными ветвями трансмиссии не всегда допустима. Так, при маневрировании автомобиля находящиеся на разных расстояниях от центра поворота внутренние и наружные колеса проходят разные пути и, следовательно, должны иметь разные угловые скорости, чтобы катиться без скольжения относительно опорной поверхности. Аналогичная картина наблюдается, когда одно из колес оси автомобиля огибает дорожную выпуклость, а другое катится по ровной дороге. Разные угловые скорости должны быть у колес и при движении по прямой ровной дороге, если у них отличаются радиусы качения, что, хотя и в малой степени, имеет место всегда. Если лишить колеса возможности вращаться с разными угловыми скоростями, то, прежде всего, обнаружится «нежелание» автомобиля круто поворачивать. Это связано с обусловленным тангенциальной эластичностью шин увеличением момента на внутреннем по отношению к центру поворота колесе и соответственном уменьшении – на наружном. Разные по величине (а при очень малых радиусах поворота и по направлению) продольные силы в пятне контакта ведущих колес с дорожным полотном создают момент, препятствующий повороту автомобиля. Рост силы в контакте колеса с дорогой может привести к появлению скольжения шин, вызывающего их дополнительный износ. Необходимость совершения для этого дополнительной работы приведет к увеличению расхода топлива.

Из приведенного примера вытекает, что колеса одной оси автомобиля должны иметь возможность вращаться с разными угловыми скоростями. Сходная проблема возникает при распределении мощности между колесами разных осей многоприводных и полноприводных автомобилей.

Механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми угловыми скоростями, называется дифференциалом. Если конструкцией предусмотрена блокировка (выключение) дифференциала или отключение какой-либо части трансмиссии, то для осуществления такой возможности используются специальные муфты.

6.2. Требования к механизмам распределения мощности

Механизмы распределения мощности должны распределять крутящий момент в соотношении, обеспечивающем наиболее полную реализацию тяговых качеств автомобиля и обладать при этом высоким КПД. Если конструкцией предусмотрена блокировка дифференциала или включение и выключение какой-либо части трансмиссии, то соответствующие механизмы должны обеспечивать возможность надежного соединения элементов трансмиссии, когда это требуется по условиям функционирования автомобиля, и их легкое разъединение в случае, когда такая необходимость исчезает.

6.3. Классификация механизмов распределения мощности

Дифференциалы по конструкции делятся на шестеренчатые, червячные и кулачковые. Шестеренчатые дифференциалы по типу используемых шестерен могут быть коническими и цилиндрическими.

По соотношению крутящих моментов на выходных валах дифференциалы делятся на симметричные и несимметричные. Первые делят подводимый к ним крутящий момент поровну между выходными валами, а вторые в другой постоянной пропорции.

По месту установки дифференциалы делятся на межколесные (установлены между правым и левым ведущими колесами одной оси), межосевые (через них осуществляется связь ведущих колес разных осей) и межбортовые (используются при бортовой схеме распределения мощности). Из перечисленных трех типов дифференциалов только межосевые могут быть несимметричными, что позволяет обеспечить распределение крутящих моментов не поровну, а пропорционально массе, приходящейся на разные оси автомобиля.

Используемые для блокировки дифференциалов или подключения (отключения) ветвей трансмиссии муфты могут быть управляемыми или автоматическими. Из управляемых в автомобильных конструкциях обычно используются зубчатые и кулачковые, к автоматическим относятся вязкостные муфты и муфты свободного хода (МСХ).

6.4. Конструкция дифференциалов

6.4.1. Шестеренчатые дифференциалы

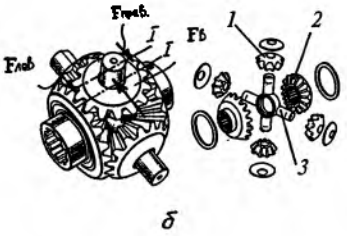


Рис. 6.1. Симметричный конический дифференциал
1 — сателлит; *2* — шестерня выходного вала; *3* — крестовина (корпус не показан)

Шестеренчатый дифференциал — это планетарный механизм с двумя степенями свободы. В изображенной на *рис. 6.1* конструкции конического дифференциала крутящий момент с корпуса, являющегося водилом планетарного механизма, через свободно вращающиеся на своих осях сателлиты *1* передается шестерням *2* выходных валов. Скорость вращения выходных валов не зависит однозначно от угловой скорости корпуса дифференциала.

Если такой дифференциал использовать в качестве межколесного, то при движении автомобиля угловые скорости колес будут определяться соотношением путей, проходимых колесами, и их радиусами качения (при отсутствии скольжения колес, естественно). Единственное кинематическое ограничение таково: насколько один выходной вал обгоняет корпус, настолько другой отстает от него. В дифференциалах легковых автомобилей сателлитов обычно два, и установлены они на общей оси. В дифференциалах тяжелых автомобилей устанавливают по четыре сателлита, а их оси объединяют в виде крестовины (*3* на *рис. 6.1*).

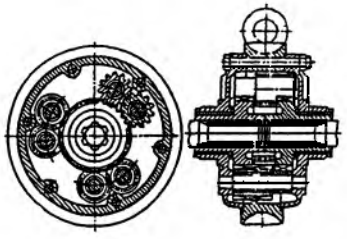


Рис. 6.2. Цилиндрический дифференциал

На *рис. 6.2* показана схема цилиндрического шестеренчатого дифференциала. Здесь в корпусе установлены сдвоенные сателлиты, каждый из которых зацеплен с шестерней одного из выходных валов и с другим сателлитом пары. Таких пар сателлитов устанавливают обычно три. Цилиндрические дифференциалы такого типа, наряду с коническими, применяются иногда в качестве межосевых. Ори-

гинальная конструктивная схема межколесного цилиндрического дифференциала приведена на *рис. 6.3.* Крутящий момент подводится не к водилу дифференциала, как в описанных выше конструкциях, а к эпициклическому колесу *3.* Водило *5*, объединяющее три пары сателлитов *4*, связано с правым колесом, солнечное колесо *2* при помощи вала *6*, расположенного ниже поддона двигателя *1*, соединено с левым колесом. Радиус солнечного колеса R_2 вдвое меньше радиуса эпициклического колеса R_3. При этом соотношении радиусов кинематические и силовые свойства данного дифференциала аналогичны свойствам конструкций симметричных дифференциалов, описанных ранее. Особенностью рассмотренного дифференциала являются малые осевые размеры, вследствие чего его применяют для преодоления компоновочных сложностей.

Если на *рис. 6.1* по штрих-пунктирным линиям I условно отбросить неработающие сегменты сателлитов, то оставшуюся часть с двумя находящимися в зацеплении зубьями можно представить как равноплечую балку, для которой справедливы выражения:

$$F_{\text{лев}} + F_{\text{прав}} = F_{\text{в}};\ F_{\text{лев}} = F_{\text{прав}}.$$

Если учесть, что шестерни выходных валов имеют одинаковые радиусы, то из этого следует важный вывод: дифференциал распределяет крутящие моменты между выходными валами поровну. Как при этом будут соотноситься угловые скорости выходных валов, то есть будут ли вращаться сателлиты вокруг своих осей или нет, не имеет никакого значения. В принципе выходные валы могут вращаться в противоположных направлениях, но и это не нарушит справедливости приведенных выше уравнений.

В связи с тем, что при составлении равенств не были учтены моменты трения шестерен дифференциала об опоры и между собой, то вывод о равенстве моментов на выходных валах, строго говоря, несправедлив, причем несправедлив именно на величину соотно-

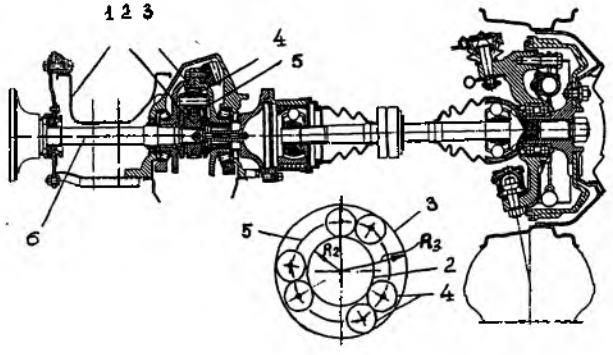


Рис. 6.3. Привод ведущих колес с цилиндрическим межколесным дифференциалом

шения между суммарным моментом трения и полезным моментом. Их соотношение таково, что в обычных шестеренчатых дифференциалах крутящий момент на одном из выходных валов может превышать момент на другом на 3—7%. Эта разница невелика, поэтому для практических рассуждений сделанный ранее вывод может быть признан правильным.

Если такой (симметричный) дифференциал используется в качестве межколесного, то равенство крутящих моментов на колесах автомобиля, создавая их одинаковую тяговую загрузку, в обычных условиях движения является положительным. Но когда сцепление левого и правого колес с дорогой заметно различается, то равенство крутящих моментов становится весьма негативным, так как резко ухудшает тяговые свойства автомобиля, поскольку колесо имеющее малое сцепление с дорогой не может создать большой толкающей силы (не может реализовать большой крутящий момент). Если на одном выходном валу дифференциала крутящий момент мал, значит, он будет малым и на другом. Это другое колесо, имея хорошее сцепление с дорогой, могло бы создать большую тяговую силу, чего из-за малой величины подводимого к нему момента не происходит. В итоге часто оказывается, что суммарной силы тяги на обоих колесах недостаточно для движения автомобиля.

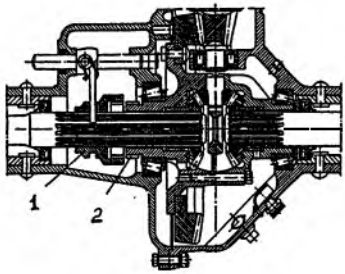


Рис. 6.4. Блокируемый межколесный дифференциал

Чтобы устранить отмеченный недостаток дифференциалов их можно снабдить устройством для блокировки, например, как показано на *рис. 6.4*, зубчатой муфтой *1*, которая способна соединить один из выходных валов с коробкой дифференциала (водилом) *2*, что приводит к лишению всех элементов дифференциала, взаимной подвижности.

Блокировка является весьма эффективным средством повышения тяговых свойств и проходимости автомобиля, однако она требует специального органа управления, который, если речь идет о межколесных дифференциалах на многоприводных автомобилях, должен быть соединен с несколькими ведущими мостами. Другим недостатком блокировки межколесного дифференциала является ухудшение управляемости автомобиля на дороге с высоким коэффициентом сцепления. В ряде случаев это может даже угрожать безопасности движения (например, в ситуации, когда водитель выведет автомобиль с проселочной дороги, где межколесный дифференциал был заблокирован, на дорогу с твердым покрытием и, забыв его разблокировать, разовьет высокую скорость движения).

Блокировка межколесных дифференциалов в силу указанных причин применяется сравнительно редко, тогда как для межосевых и межбортовых дифференциалов конструкция, снабженная механизмом блокировки, является наиболее типичной. Примеры показаны на *рис. 7.4* и *рис. 7.5.*

Для получения разных крутящих моментов на выходных валах не всегда необходимо снабжать дифференциал механизмом блокировки. Если искусственно увеличить трение в дифференциале, то при распределении им мощности между выходными валами момент на отстающем валу может в несколько раз превышать момент на забегающем. Отношение этих моментов называется коэффициентом блокировки дифференциала – $K_б$. Следует отметить, что относительное вращение выходных валов такого дифференциала оказывается возможным только тогда, когда определяемая внешними условиями разница моментов на них становится равной моменту трения в дифференциале. При меньшей разнице моментов дифференциал оказывается заблокированным.

На *рис. 6.5* показана конструкция, в которой для повышения трения в дифференциале используется многодисковая фрикционная муфта, обеспечивающая постоянный момент трения. Такая конструкция характеризуется переменной величиной $K_б$: с уменьшением подводимого к дифференциалу крутящего момента коэффициент блокировки возрастает и при небольших моментах может достигать значений, равных нескольким десяткам, что практически эквивалентно блокировке дифференциала со всеми отрицательными последствиями.

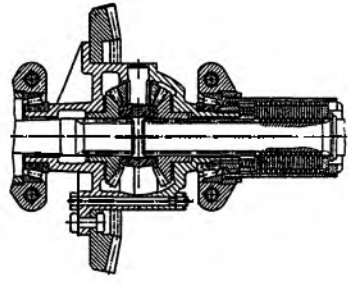


Рис. 6.5. Дифференциал с постоянным моментом трения

В конструкции, изображенной на *рис. 6.6,* осевая сила, сжимающая пакет фрикционных дисков, пропорциональна величине передаваемого дифференциалом крутящего момента, что обеспечивает постоянство значения коэффициента блокировки. Конструктивно это обеспечивается расположенными на корпусе дифференциала наклонными поверхностями *1,* которые, взаимодействуя с наклонными же поверхностями *2* на осях сателлитов, прикладывают к ним осевую силу, пропорциональную крутящему моменту (трением на этих поверхностях можно пренебречь). Эта осевая сила передается сначала на сателлиты, а затем через их цилиндрическую наружную поверхность, минуя зубья, на нажимные диски *3.* Кроме того, на величину усилия, сжимающего пакет дисков, влияет осевая сила,

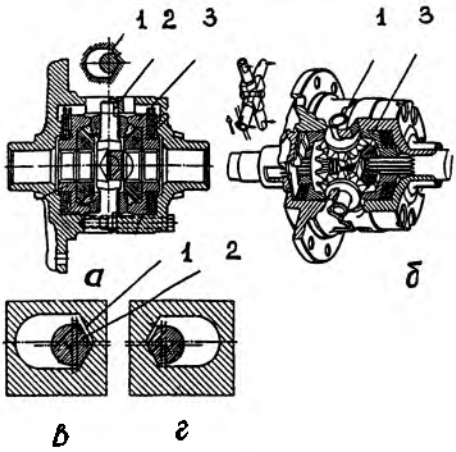


Рис. 6.6. Дифференциал с постоянным коэффициентом блокировки

возникающая в зацеплении шестерен выходных валов с сателлитами. Оси сателлитов в такой конструкции приходится делать индивидуальными для каждой пары сателлитов.

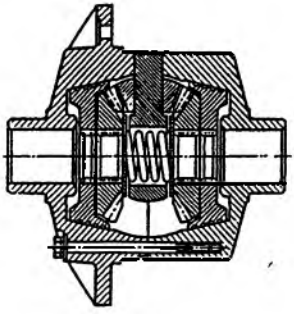


Рис. 6.7. Вариант конструкции дифференциала с постоянным коэффициентом блокировки

Иногда фрикционные диски располагают между сателлитами и корпусом дифференциала. В случаях, не требующих большого коэффициента блокировки, вместо набора дисков используют, как показано на *рис. 6.7*, коническую фрикционную муфту.

Оценивая работу дифференциала в различных эксплуатационных ситуациях, можно прийти к выводу, что рациональная с точки зрения обеспечения необходимых тяговых свойств и проходимости автомобиля величина коэффициента блокировки $K_б$ должна быть порядка 4—6. Однако при выборе параметров дифференциалов приходится учитывать их влияние и на другие эксплуатационные свойства, в том числе на управляемость, устойчивость, расход топлива, долговечность шин.

Увеличение момента трения в дифференциале пропорционально подводимому к нему крутящему моменту в некоторых эксплуатационных ситуациях может быть вредным. Например, автомобиль движется вверх по крутой горной дороге, обеспечивающей высокое сцепление колес с ее поверхностью и изобилующей крутыми поворотами. В этом случае к корпусу межколесного дифференциала будет подводиться большой крутящий момент, который будет со-

провождаться большим моментом трения. В таком случае, в условиях хорошего и одинакового сцепления колес с дорогой, трение в дифференциале не способствует повышению проходимости и весьма вредно с точки зрения его управляемости.

Для устранения этого недостатка иногда применяют конструкции, в которых момент трения обратно пропорционален подводимому к дифференциалу крутящему моменту. В показанной на *рис. 6.8* конструкции на конические фрикционные муфты *1* действует сила тарельчатых пружин *2*, обуславливающая сжатие фрикционных поверхностей. С другой стороны, на диск *4* действует опорная сила шестерен *3* выходных валов, пропорциональная силам, имеющимся в зацеплении зубьев. По мере увеличения крутящего момента увеличиваются силы, действующие в зацеплении, и, следовательно, опорные силы шестерен, которые ослабляют сжатие фрикционных поверхностей, уменьшая момент трения. Однако в таких конструкциях имеется излишний момент трения при малых величинах подводимого крутящего момента.

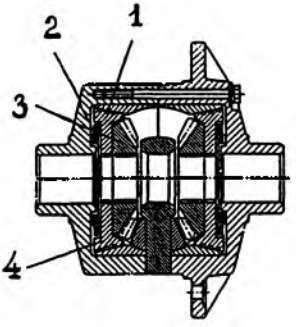


Рис. 6.8. Дифференциал с уменьшающимся при увеличении передаваемого момента трением

Существуют конструкции так называемых «пульсирующих» дифференциалов. *Рис. 6.9* иллюстрирует принцип работы такого дифференциала. В отличие от ранее рассмотренных конструкций, в «пульсирующем» дифференциале, благодаря специальному профилю зубьев сателлитов и шестерен выходных валов, при их относительном вращении, соотношение плечей «а» и «в», на которых сила передается с сателлитов на шестерни, непрерывно изменяется. При применении такого механизма в качестве межколесного дифференциала при буксовании одного из колес величины крутящих моментов на колесах пульсируют, и колесо, имеющее лучшее сцепление с дорогой, периодически получая увеличенный крутящий момент, способствует движению автомобиля. Однако отношение максимального и минимального крутящих моментов на выходных валах в таких дифференциалах невелико (1,25—1,5), и они не получили большого распространения.

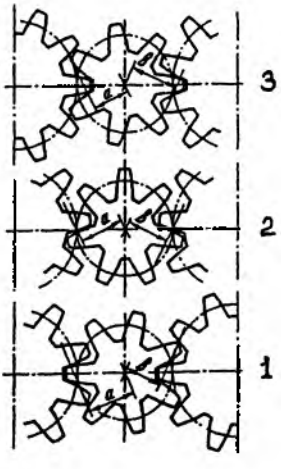


Рис. 6.9. Схема работы «пульсирующего» шестеренчатого дифференциала

6.4.2. Кулачковые дифференциалы

Одна из наиболее распространенных конструкций кулачкового дифференциала показана на *рис. 6.10.* Она состоит из двух кулачковых профилей (звездочек) *1* и *2*, соединенных каждый со своим выходным валом, а также обоймы *3*, к которой подводится крутящий момент и несущей сухари *4*, свободно скользящие в ее радиальных отверстиях. Сухари торцами взаимодействуют с кулачками. Окружное усилие от обоймы к кулачкам передают только сухари, находящиеся в сужающихся участках канавки, образованной профилями кулачков, и упирающиеся в кулачки, другие сухари в это время не работают.

Если выходные валы вращаются с разными скоростями, то профили кулачков смещаются относительно друг друга, а работающие сухари, оказавшись в расширяющейся части канавки, становятся холостыми, но вместо них в работу вступают другие, которые до этого не работали. Понятно, что при одном ряде сухарей это возможно лишь при разном количестве выступов на наружном и внутреннем кулачках. Иначе, когда выступы одного кулачка окажутся напротив впадин другого, ни один из сухарей не будет передавать окружное усилие на кулачки.

Взаимное смещение профилей при разных угловых скоростях выходных валов сопровождается скольжением сухарей относительно кулачков и обойм. Это скольжение, в свою очередь, сопровождается трением, величина которого такова, что коэффициент блокировки $K_б$ таких дифференциалов достигает 5. Следует отметить, что при радиальном расположении сухарей кулачкового дифференциала коэффициент блокировки зависит от того, какой из выходных валов является отстающим, а какой—забегающим.

В двухрядных кулачковых дифференциалах рабочая поверхность широкого наружного кулачка *1* взаимодействует с двумя рядами

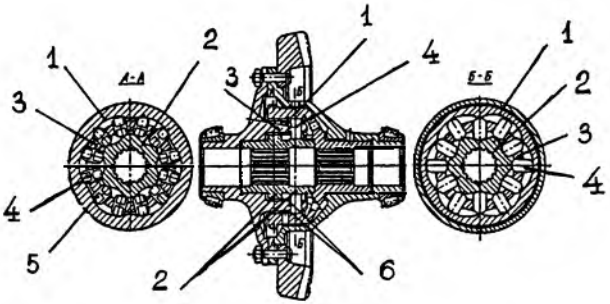


Рис. 6.10. Кулачковый дифференциал

сухарей, установленных в одной обойме, а рабочая поверхность внутренних звездочек *2* состоит из двух профилей, смещенных на половину шага выступов (на *рис. 6.10* они показаны в сечениях А-А и Б-Б). Количество выступов на обеих звездочках одинаково. Как и в однорядном дифференциале, здесь одновременно работает только часть сухарей. Более того, при определенном взаимном расположении звездочек работают только несколько сухарей одного ряда. Для предотвращения выпадения сухарей из обоймы во время сборочных операций предусмотрены лыски *5* на сухарях и кольца *6*. Высокая износостойкость кулачкового дифференциала достигается применением высококачественных легированных сталей.

6.4.3. Червячные дифференциалы

Отличающиеся большим внутренним трением червячные дифференциалы могут иметь различные конструктивные схемы. Одна из них приведена на *рис. 6.11*. Крутящий момент подводится к корпусу *1*, в котором закреплены оси *2* четырех ведущих червячных шестерен, находящихся в зацеплении с червяками *3*. Крутящий момент с червяков передается на червячные шестерни *4*, соединенные с выходными валами *5*. Разумеется, указанные червячные пары являются обратимыми. Величина коэффициента блокировки таких дифференциалов может доходить до 10.

Поскольку червячный дифференциал является весьма сложным и дорогим механизмом, а необходимости в слишком больших значениях коэффициента блокировки обычно нет, такие конструкции применяются очень редко.

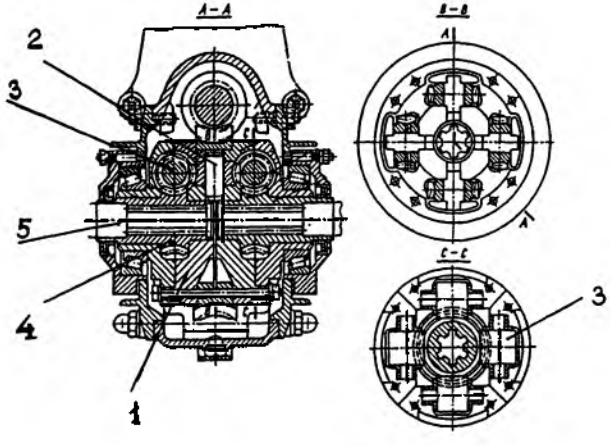


Рис. 6.11. Червячный дифференциал

6.5. Автоматические муфты

Как было отмечено выше, подключение и отключение какой-либо части трансмиссии или блокирование дифференциалов может осуществляться принудительно, например с использованием зубчатых муфт.

Недостатком такого способа является зависимость эксплуатационного эффекта от квалификации водителя. Так, например, включение дополнительных ведущих колес с целью повышения проходимости автомобиля может оказаться неэффективным, если автомобиль до этого момента уже потерял подвижность, тогда как чуть более раннее подсоединение параллельной ветви трансмиссии могло бы способствовать преодолению опасного участка пути. Запаздывание с выключением параллельной ветви трансмиссии (так же как с выключением блокировки дифференциала) при выезде автомобиля на твердую дорогу приведет к повышенному износу шин и ухудшению управляемости автомобиля. Поэтому в таких трансмиссиях желательно применение механизмов распределения мощности.

Роль механизма распределения мощности способны выполнять автоматические муфты. К ним относятся, в частности, муфты свободного хода (МСХ) и вязкостные муфты.

6.5.1. Муфты свободного хода

Устройства, способные автоматически прекращать передачу крутящего момента, если ведомый вал начинает вращаться быстрее ведущего, называются муфтами свободного хода или обгонными муфтами. Такие устройства могут применяться в гидромеханических передачах, раздаточных коробках (*рис. 8.1 е*) и других автомобильных конструкциях. Иногда они находят применение вместо дифференциалов.

Механизм, изображенный на *рис. 6.12,* имеет две роликовые МСХ, которые могут передавать крутящий момент одному или обоим выходным валам. К корпусу *1* подводится крутящий момент и через ролики *2,* заклинивающиеся в сужающейся канавке, образованной ведущей и ведомой поверхностями, он может быть передан ведомым элементам *3* и *6.* Если применить такой механизм вместо межколесного дифференциала, то на повороте, когда одно из колес автомобиля начинает вращаться быстрее другого, связанный с ним ведомый элемент муфты будет вращаться быстрее другого ведомого элемента (а следовательно, быстрее корпуса муфты), передающая крутящий момент к забегающему колесу МСХ разомкнется, и забегающее колесо будет вращаться вхолостую.

Для обеспечения возможности движения автомобиля задним ходом, то есть для передачи крутящего момента, имеющего отрицательный знак, канавки сужаются в обе стороны. Однако в этом

случае во время движения автомобиля на повороте могла бы создаться ситуация, при которой связанное с отключившимся ведомым элементом муфты колесо автомобиля, имеющее большую угловую скорость, заставило бы ролики догнать ведущую поверхность канавки и заклиниться в направлении передачи тормозного крутящего момента. Для предотвращения этого сепараторы *4* и *5*, в которых находятся ролики, снабжены шипом *7* и боковой канавкой *8* (*рис. 6.12 б*), ограничивающими угол относительного поворота сепараторов величиной, не допускающей одновременного заклинивания роликов в противоположных сужающихся частях ведущих канавок.

Формально рассуждая, можно прийти к выводу, что из-за естественного разброса радиусов колес, наличия дорожных неровностей, движения автомобиля по криволинейной траектории и т. п., при использовании МСХ вместо дифференциала в любой момент времени весь крутящий момент будет передаваться только на одно из колес. Однако тангенциальная эластичность шин в определенных пределах компенсирует разницу угловых скоростей, способствуя поддержанию замкнутого состояния обеих МСХ.

Из-за малого трения между деталями небольшим будет и угол трения, определяющий угол сужения ведущих канавок, который равняется 6—8°. При столь малом угле нормальная сила в контакте ролика с ведущей и ведомой поверхностями примерно в десять

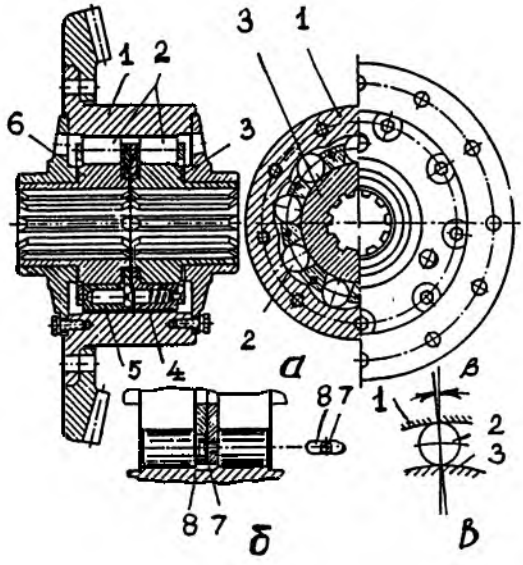


Рис. 6.12. Механизм распределения мощности с роликовыми МСХ

раз превышает касательную (тангенциальную) силу, обусловленную величиной передаваемого крутящего момента, что приводит к высоким значениям контактных напряжений. Поэтому простейшие МСХ, в которых используются заклинивающиеся тела качения, могут применяться только на самых легких автомобилях.

На тяжелых автомобилях иногда применяют конструкции с зубчатыми муфтами свободного хода. Один из вариантов такой конструкции показан на *рис. 6.13*. Корпус механизма *1* связан с ведущим кольцом *2*. На торцах ведущего кольца (*рис. 6.13 б*) имеются прямоугольные зубья, один из которых удлинен внутрь, образуя шпонку *10*. Внутри ведущего кольца расположено центральное кольцо *6*. На торцах центрального кольца (*рис. 6.13 в*) нарезаны трапецеидальные зубья. На внешней поверхности кольца *6* сделана выемка шириной «*а*», которая охватывает шпонку *10* ведущего кольца (*рис. 6.13 в*). От осевого перемещения центральное кольцо удерживается упругим разрезным кольцом *7*. По обеим сторонам ведущего кольца находятся две ведомые полумуфты *3*, установленные с возможностью скольжения по шлицам ступиц *4*. При помощи пружин полумуфты внутренними торцами прижимаются к ведущему и цент-

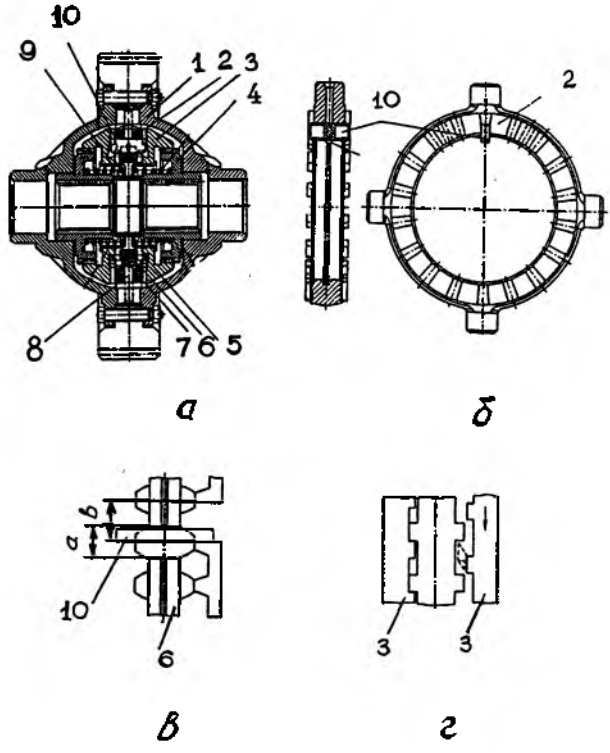


Рис. 6.13. Механизм распределения мощности с зубчатыми МСХ

ральному кольцам. На внутренних торцах полумуфт нарезаны зубья, взаимодействующие с зубьями ведущего и центрального колец. Наружные прямоугольные зубья полумуфт зацепляются с прямоугольными зубьями ведущего кольца, а внутренние трапецеидальные зубья полумуфт зацепляются с трапецеидальными зубьями центрального кольца. Особенностью конструкции является то, что зазор между трапецеидальными зубьями минимален, а между прямоугольными зубьями – значителен (*рис. 6.13 г*).

На поясок полумуфт *3* с небольшим натягом надеты упругие разрезные кольца *5*. Замок колец *5* имеет ширину «*в*» (*рис. 6.13 в*)и охватывает шпонку *10* ведущего кольца *2*. На торцах колец *5*, обращенных к центральному кольцу *6*, нарезаны трапецеидальные зубья, аналогичные трапецеидальным зубьям полумуфт *3* и вместе с ними входящие в зацепление с зубьями центрального кольца.

Если оба выходных вала вращаются с одинаковой угловой скоростью, то окружная сила передается на них прямоугольными зубьями ведущего кольца. В том случае, когда один из них приобретает большую угловую скорость, прямоугольные зубья ее полумуфты начнут перемещаться в большом окружном зазоре между зубьями ведущего кольца. Одновременно трапецеидальные зубья полумуфты начнут скользить по таким же зубьям центрального кольца, в результате чего полумуфта, сжав пружину, выйдет из зацепления. Высота зубьев, угол скоса трапецеидальных зубьев и зазор между прямоугольными зубьями подобраны таким образом, что полумуфта выйдет из зацепления раньше, чем будет выбран окружной зазор прямоугольных зубьев, в результате чего полумуфта расцепится с ведущим кольцом и, обгоняя его, начнет свободно вращаться. Кольцо *5* вначале будет повторять движение полумуфты, но затем упрется замком в шпонку *10* ведущего кольца и остановится, после чего полумуфта будет вращаться внутри кольца *5*, а зубья кольца *5* окажутся напротив зубьев центрального кольца *6* (*рис. 6.13 в*). Если бы кольца *5* отсутствовали, то полумуфта, обогнав ведущее кольцо на один зуб, под действием пружины начала бы включаться, а затем тут же снова выключаться, то есть работа механизма сопровождалась бы шумом и ударными нагрузками.

Радиальные отверстия *8* в ведущем кольце позволяют обжать кольцо *7* при демонтаже центрального кольца. Втулка *9* ограничивает смещение ступиц *4* внутрь при монтаже выходных валов, когда их шлицы не совпадают с впадинами внутренних шлицев ступиц.

В данных механизмах скольжение зубьев происходит при отсутствии на них полезной нагрузки, вследствие чего такие МСХ имеют высокую долговечность.

Использование МСХ вместо межколесных дифференциалов решает многие вопросы, но не лишено недостатков, так как при различных скоростях вращения колес весь крутящий момент пе-

редается на одно отстающее колесо. Из этого обстоятельства вытекают следующие неприятные следствия:

- приходится увеличивать диаметр выходных валов;
- при движении автомобиля на повороте в результате подвода крутящего момента только к внутреннему колесу возникает момент, препятствующий повороту;
- большая тяговая сила, реализуемая на повороте только одним внутренним колесом, может разрушить непрочную опорную поверхность, и вместо повышения проходимости автомобиля может произойти ее снижение.

6.5.2. Вязкостные муфты

Анализ конструкций и свойств дифференциалов показывает невозможность идеального распределения ими крутящих моментов во всех условиях движения. При этом надо учитывать, что изменять соотношение между величинами крутящих моментов, подводимых к колесам, необходимо не только для повышения проходимости автомобиля, но и с других точек зрения. В частности, работа дифференциала в некоторых случаях оказывает заметное влияние на устойчивость движения автомобиля на больших скоростях. Отрыв колеса от дороги после наезда на неровность приводит к тому, что подводимый к нему крутящий момент, в этой ситуации, вызывает большое угловое ускорение. Сохраняющее контакт с дорогой противоположное колесо будет реализовывать крутящий момент, обусловленный инерционным моментом поднявшегося в воздух колеса. Через некоторое время колесо, разогнавшееся в воздухе, опустится на дорогу и резко затормозится до прежней (до отрыва от дороги) скорости. При этом на автомобиль со стороны опустившегося колеса, будет действовать значительная продольная толкающая сила, способная нарушить устойчивость движения.

Многие современные дорожные автомобили имеют весьма большую мощность двигателя, которая позволяет при разгоне на низших передачах доводить колеса до буксования на дорогах, обеспечивающих высокое сцепление. В этих условиях даже не очень большое различие в коэффициентах сцепления левого и правого ведущих колес при наличии обычного дифференциала ощутимо снижает суммарную тяговую силу и, следовательно, динамические качества автомобиля. Поэтому в настоящее время вопросу регулирования соотношения крутящих моментов, подводимых к колесам, уделяется большое внимание. Одним из путей решения данного вопроса является применение вязкостных муфт.

Вязкостная муфта (*рис. 6.14*), по существу, является разновидностью многодисковых фрикционов, но разновидностью весьма специфичной. Подобно фрикционам, она имеет ведущие и ведомые диски, свободно, с небольшим зазором, посаженные, с возможно-

стью скольжения, на шлицы корпуса и вала соответственно. Внутренняя полость муфты герметически уплотнена и на 75—90% заполнена полиметилсилоксановой жидкостью. Наиболее важными характеристиками этой жидкости, определяющими свойства муфты, являются очень высокая вязкость (30 000—200 000 сантистокс) и большой коэффициент теплового расширения. Как показано на *рис. 6.14 б*, для увеличения взаимодействия жидкости с дисками последние снабжены прорезями.

В тех случаях, когда при движении автомобиля выходные валы межколесного дифференциала вращаются с одинаковыми скоростями, муфта не оказывает влияния на его работу. Если же одно из колес начнет буксовать, то ведущие и ведомые диски начнут скользить друг относительно друга, а находящаяся между ними жидкость вследствие своей вязкости будет препятствовать этому. Ввиду высокой вязкости жидкости крутящий момент вязкостного трения будет значителен. Одновременно происходит сближение некоторых дисков, сопровождающееся возрастающим моментом трения. Законы движения высоковязких жидкостей и их взаимодействия со стенками довольно сложны. В первом приближении эффект сближения дисков можно объяснить следующим образом. При оди-

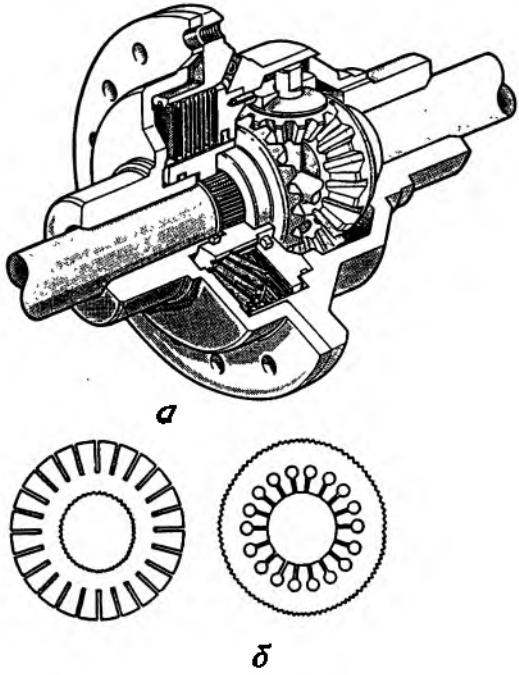


Рис. 6.14. Шестеренчатый дифференциал с вязкостной муфтой

наковых скоростях ведущих и ведомых дисков зазоры между ними распределяются случайным образом. После начала скольжения дисков в зазорах между ними начинают скользить слои жидкости. Между теми дисками, где зазоры минимальные, градиент скорости скольжения слоев жидкости будет наибольшим, а давление — наименьшим, что и вызовет сближение дисков.

По истечении некоторого времени буксования в муфте температура рабочей жидкости повышается, что может вызвать резкое увеличение давления рабочей жидкости и передаваемого муфтой крутящего момента. Это явление носит название «хамп» (блокировка). Полная блокировка муфты обычно не требуется и к тому же вызывает большие механические нагрузки. Поэтому в большинстве случаев ее предотвращают, увеличивая объем воздуха в муфте, применяя менее вязкие жидкости, устанавливая между одноименными дисками дистанционные кольца, ограничивающие величину их сближения.

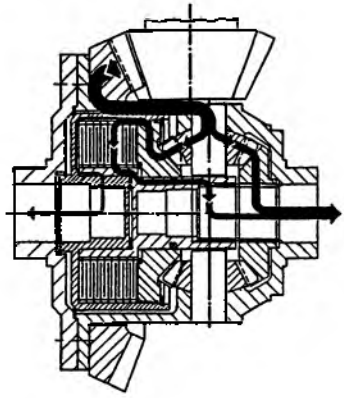


Рис. 6.15. Схема передачи момента в межколесном дифференциале с вязкостной муфтой

Вязкостная муфта может использоваться для изменения степени блокировки дифференциала, соединяя непосредственно два выходных вала (*рис. 6.15*), или выступать в роли механизма распределения мощности. Многие современные легковые автомобили, выполненные по схеме *3* на *рис. 1.3*, имеют вязкостную муфту (расположенную в коробке отбора мощности или даже встроенную в карданную передачу), которая при отсутствии буксования передних колес отключает задние. При пробуксовке передних колес муфта включает заднюю ветвь трансмиссии, причем на задние колеса при этом может передаваться до 95% крутящего момента.

На *рис. 6.16* показана конструкция, распределяющая крутящий момент между передними и задними колесами автомобиля при помощи несимметричного дифференциала *4*. Вязкостная муфта *2* включена наиболее рациональным способом между выходными валами дифференциала *1* и *3*. Крутящий момент с вала *1* на передний мост передается при помощи цепной передачи *5*, которая при большом межосевом расстоянии рациональнее зубчатой передачи.

На *рис. 6.17* показан узел трансмиссии, передающий крутящий момент к задним колесам полноприводного легкового автомобиля ограниченной проходимости. Вал, передающий крутящий момент передним колесам (на рисунке не показан), постоянно связан с корпусом *1* вязкостной муфты. Вал *2* муфты соединен с ведущей

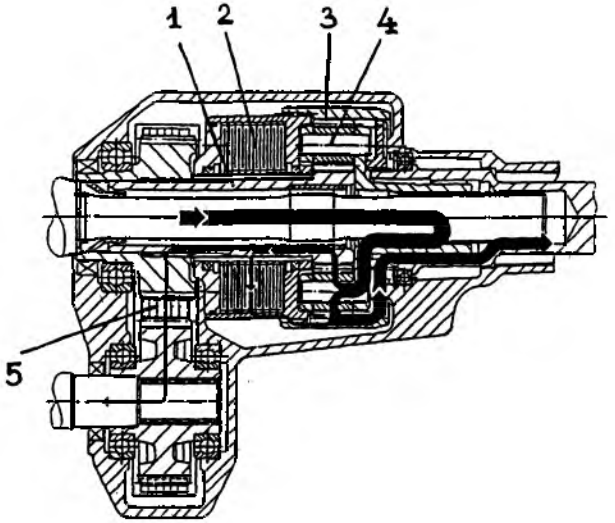


Рис. 6.16. Схема передачи момента в межосевом дифференциале с вязкостной муфтой

шестерней главной передачи *3*, с выходного вала *7* которой крутящий момент передается на дифференциал *6*. Если передние и задние колеса автомобиля вращаются с одинаковыми скоростями, то вязкостная муфта не передает крутящий момент на вал *2* и задние колеса автомобиля не являются ведущими. Но как только передние колеса вследствие буксования увеличат свою угловую скорость по отношению к задним колесам, муфта тут же снимет часть крутящего момента с передних колес и передаст ее задним колесам, превратив автомобиль в полноприводный. Такая конструкция позволяет автомобилю, с одной стороны, полнее использовать высокую мощность двигателя, особенно на дорогах, имеющих пониженный коэффициент сцепления, а с другой стороны, повышает безопасность автомобиля, уменьшая на скользких дорогах опасность срыва колес в буксование при недостаточно квалифицированном управлении двигателем.

Однако при движении автомобиля на повороте может иметь место заметная разница частот вращения передних и задних колес, что может привести к повышению степени блокирования вязкостной муфты. Если при этом автомобиль начнет тормозить, то наличие силовой связи передних и задних колес может привести к перераспределению тормозных моментов на передних и задних колесах и отрицательно сказаться на устойчивости и управляемости автомобиля. Поэтому на автомобилях такого типа (не предназначенных для движения по неусовершенствованным дорогам и бездорожью) для прерывания связи между передними и задними колесами в

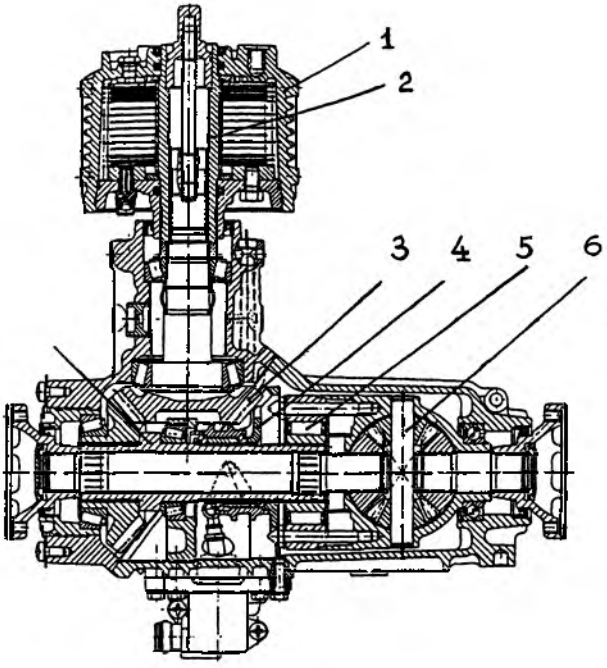


Рис. 6.17. Механизм распределения мощности с шестеренчатым дифференциалом, вязкостной муфтой и блокируемой МСХ

момент торможения используют муфту свободного хода *5*. Наличие такой муфты исключает автоматическое подключение задних колес при движении задним ходом. Для устранения этого недостатка в изображенную на *рис. 6.17* конструкцию введена блокировка муфты свободного хода при помощи устройства *4*.

Глава 7. ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Назначение главных передач

Главная передача, являясь узлом трансмиссии автомобиля, предназначена для выполнения двух функций. Первая из них определяется тем, что диапазон частот вращения вала автомобильного двигателя (от минимально устойчивой до частоты вращения, соответствующей максимальной мощности двигателя) составляет несколько тысяч оборотов в минуту, что в несколько раз больше, чем диапазон частот вращения ведущих колес. Поставив между двигателем и движителем некоторый редуктор, удается не только согласовать эти величины, но и соответственно повысить крутящий момент, подводимый к ведущим колесам, обеспечив требуемые тяговые и топливно-экономические показатели автомобиля.

Вторая функция главной передачи состоит в изменении направления вектора крутящего момента в соответствии с компоновочной схемой автомобиля. Так, если ось вала двигателя параллельна продольной оси автомобиля, то вектор момента необходимо повернуть на 90°.

Главная передача автомобиля представляет собой зубчатый редуктор, заключенный в собственный картер, картер (балку) ведущего моста или общий с другими узлами трансмиссии (например, коробкой передач) картер.

7.2. Требования к главным передачам

Наряду с общими требованиями, предъявляемыми к каждому узлу автомобиля, основными для главной передачи являются:

1. *Оптимальное значение передаточного числа.* Правильный выбор передаточного числа главной передачи позволяет обеспечить автомобилю наилучшие тягово-скоростные и топливно-экономические свойства, в том числе максимально возможную при данном двигателе скорость движения.
2. *Высокий КПД.*
3. *Низкий уровень шума.*
4. *Небольшие вертикальные размеры.* Часто именно нижняя точка картера главной передачи определяет величину дорожного просвета.

7.3. Классификация главных передач

По количеству ступеней преобразования передаточного числа главные передачи делятся на одинарные и двойные.

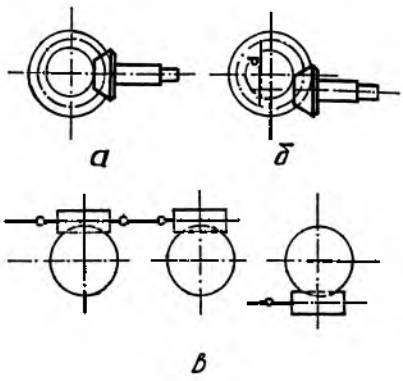


Рис. 7.1. Конструктивные схемы одинарных главных передач
а — коническая; *б* — гипоидная; *в* —червячная

Одинарные главные передачи могут быть:
- коническими (*рис. 7.1 а*);
- гипоидными (*рис. 7.1 б*);
- червячными (*рис. 7.1 в*);
- цилиндрическими.

Конические передачи образованы шестернями, оси вращения которых пересекаются, у гипоидных передач оси вращения шестерен перекрещиваются. Кратчайшее расстояние между осями ведущей и ведомой шестерен гипоидной передачи называется гипоидным смещением. Если ось ведущей шестерни расположена выше оси ведомой, гипоидное смещение называют верхним, в противном случае («а» на *рис. 7.1 б*) гипоидное смещение – нижнее.

В отличие от одинарной двойная передача состоит из двух пар зубчатых колес. По компоновочной схеме двойные главные передачи делятся на центральные и разнесенные. В центральной главной передаче обе пары зубчатых колес составляют центральный редуктор. В разнесенной главной передаче одна пара зубчатых колес образует центральный редуктор, а вторая переносится к ведущим колесам, образуя два колесных редуктора с одинаковыми передаточными числами.

По типу используемых зубчатых зацеплений двойные главные передачи подразделяются на:
- коническо-цилиндрические;
- цилиндрическо-конические;
- коническо-планетарные.

Существуют конструкции, в которых первая или вторая пара образует не коническое, а гипоидное зацепление (напр., на *рис. 7.5*), в этом случае термины соответственно корректируются.

Главная передача называется проходной, если имеет проходной вал, посредством которого она связана с другой главной передачей, или непроходной, если возможность вывода крутящего момента не предусмотрена.

Существуют переключаемые главные передачи, обеспечивающие возможность выбора одного из двух передаточных чисел. Такие передачи называются двухступенчатыми.

7.4. Свойства и области применения различных конструкций главных передач

Самая простая конструкция главной передачи обычно бывает у легковых автомобилей с поперечным расположением силового агрегата. Это одинарная цилиндрическая передача, обычно (для уменьшения шума) с косозубыми шестернями.

На автомобилях с продольным расположением силового агрегата конструкция главной передачи получается более сложной. Везде, где это возможно, используются одинарные передачи, которые проще, легче, меньше по размерам и дешевле двойных главных передач. Но из-за недопустимого возрастания вертикальных габаритов часто они не могут обеспечить большого передаточного числа, что ограничивает их применение на тяжелых грузовых автомобилях и автобусах.

Используемые в конических и гипоидных передачах шестерни имеют криволинейные (круговые) зубья и с точки зрения технологии производства такие конструкции примерно равнозначны. Однако эксплуатационные свойства этих передач различаются. При работе гипоидной передачи имеет место повышенное относительное скольжение зубьев, что, с одной стороны, приводит к уменьшению КПД передачи, а с другой — снижает ее шумность. Второе особенно важно для легковых автомобилей, поэтому в их конструкциях очень редко применяются не гипоидные главные передачи. Использование гипоидных передач с нижним гипоидным смещением (*рис. 7.2*) на автомобилях классической компоновочной схемы позволяет не-

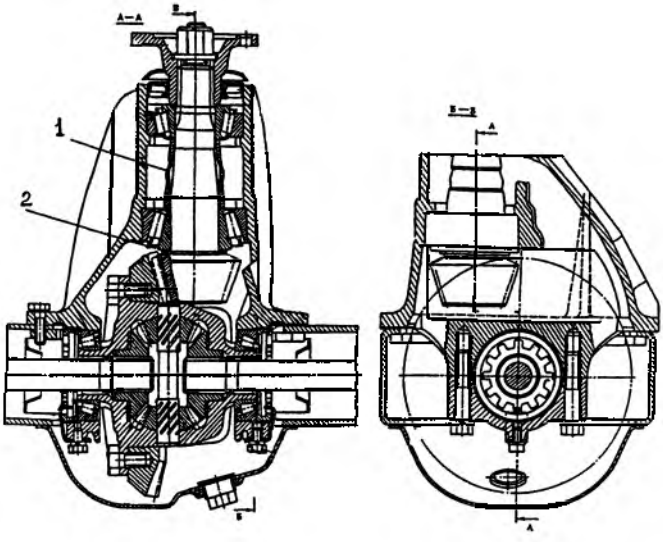


Рис. 7.2. Гипоидная главная передача

сколько опустить задний конец карданного вала. Это позволяет уменьшить высоту тоннеля в полу салона легковых автомобилей, огибающего карданный вал, и понизить уровень пола, а вместе с этим и высоту всего автомобиля. Повышенное скольжение зубьев увеличивает требования к качеству обработки зубьев шестерен и качеству смазочного материала, используемого в гипоидных передачах. При одинаковом передаточном числе с конической гипоидная передача имеет несколько меньшие габариты.

Основные свойства червячной передачи – бесшумность, малые размеры, большое передаточное число и относительно низкий КПД. Кроме этого надо отметить большие компоновочные возможности этих передач. Из *рис. 7.1 в* видно, что червячная передача позволяет легко обеспечить последовательную передачу крутящего момента через две или несколько главных передач. Кроме того, можно увеличить дорожный просвет и поднять карданный вал в автомобиле высокой проходимости или, расположив червяк под червячным колесом, понизить пол в городском автобусе.

Поскольку величина наибольшего передаточного числа, которую можно получить, используя одинарную зубчатую передачу, ограничивается диаметром ведомого колеса, при необходимости иметь передаточное число больше, 6,0—6,7 применяются двойные главные передачи. Они тяжелее и дороже одинарных передач, имеют меньший КПД, но могут обеспечить практически любое необходимое передаточное число. Кроме того, они позволяют создавать проходные передачи, наличие которых предусматривается конструктивными схемами трансмиссий, изображенных на *рис. 1.7 г* и *1.7 е*.

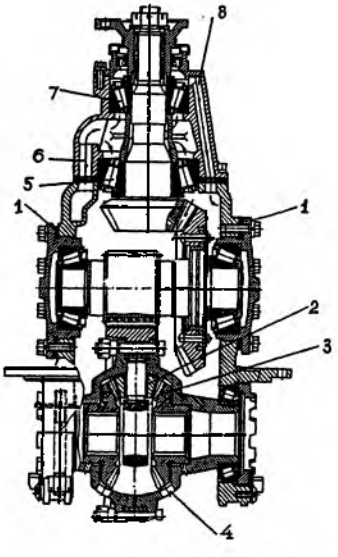


Рис. 7.3. Коническо-цилиндрическая главная передача

Наиболее распространенной среди двойных передач является коническо-цилиндрическая передача (*рис. 7.3*). Рациональность ее конструкции заключается в том, что более дорогая, шумная и требовательная к точности изготовления коническая пара располагается первой и поэтому передает меньший крутящий момент. В этом случае недостатки конической пары проявляются в меньшей степени. Для получения проходной передачи взаиморасположение конической и цилиндрической зубчатых пар делают несколько иным (*рис. 7.4*). При этом конструкции проходной и непроходной главных передач практически унифицированы.

Изображенная на *рис. 7.5* конструкция цилиндрическо-гипоидной передачи значительно менее распростра-

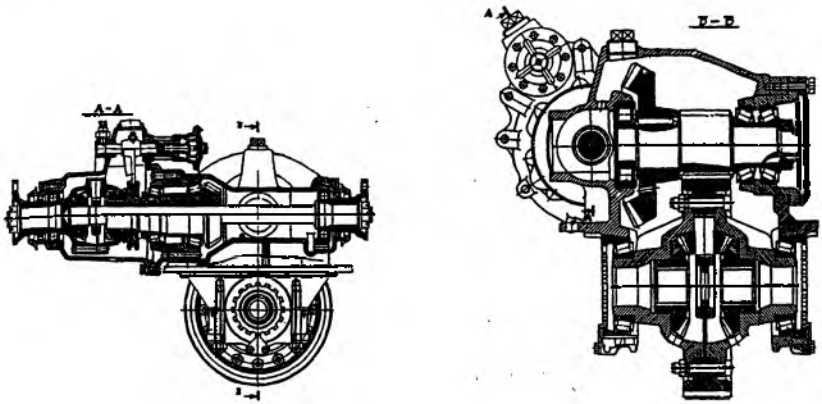


Рис. 7.4. Проходная коническо-цилиндрическая главная передача

нена. К ее достоинству можно отнести то, что в трехосных автомобилях с проходной главной передачей среднего моста она позволяет упростить конструкцию и увеличить КПД главной передачи заднего моста, сделав ее одинарной. В этом случае входной вал главной передачи заднего моста подобен валу *2* среднего моста, но в отличие от него имеет шлицы для установки фланца крепления карданной передачи, а вместо цилиндрической шестерни устанавливается втулка. Конечно, такое решение возможно только в том случае, если требуемое передаточное число достаточно мало и может быть получено в одинарной передаче. Другой особенностью такой передачи является необходимость применения цилиндрической пары с передаточным числом, равным единице, чего в практике машиностроения стараются избегать, так как такие пары более шумны и менее долговечны. Следует также отметить, что при такой конструкции зубчатые колеса гипоидных передач среднего и заднего мостов не унифицированы.

Коническо-планетарные главные передачи, в которых вместо второй ступени используется планетарный ряд, часто делали переключаемыми, удваивающими количество передач в трансмиссии (*рис. 7.6*). Ведомое колесо *3* конической пары передает крутящий момент эпициклическому зубчатому колесу *12* планетарного ряда, которое заставляет сателлиты *5* обкатываться по неподвижному центральному солнечному колесу *13*. Колесо *13*

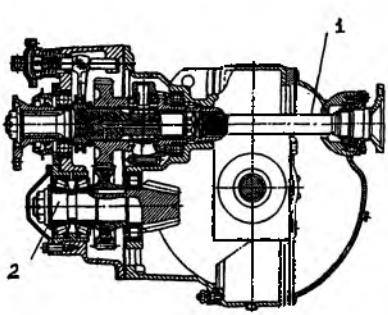


Рис. 7.5. Цилиндрическо-гипоидная главная передача

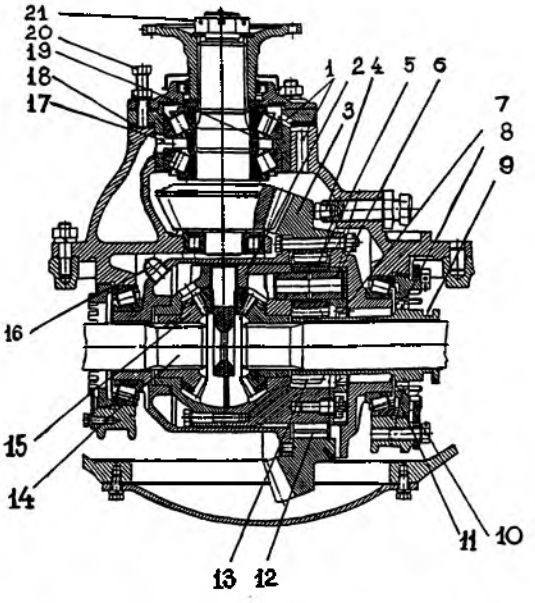


Рис. 7.6. Коническо-планетарная главная передача

неподвижно из-за того, что зубчатая муфта *8* включена (ответные зубья муфты находятся на неподвижной гайке *11*). Так как сателлиты *5*, обкатываясь по неподвижному колесу *13*, отстают от колеса *12*, водило, объединяющее оси сателлитов *6*, вращается медленнее колеса *12*, то есть планетарный ряд имеет передаточное число большее единицы. С водила крутящий момент передается через корпус дифференциала *2* на шестерни *15* и далее на выходные валы *14*.

Если при помощи вилки, взаимодействующей с канавкой *9*, передвинуть колесо *13* вправо, то муфта *8* выключится, а колесо, не расцепляясь с сателлитом *5*, зацепится с зубчатым венцом *7* водила, что приведет к блокировке планетарного ряда, так как сателлиты лишаются возможности вращаться вокруг своих осей. При этом передаточное число планетарного ряда станет равным единице.

Переключаемыми делались и коническо-цилиндрические главные передачи, которые в этом случае имели по две параллельно расположенные переключаемые цилиндрические пары с различными передаточными числами.

Из-за сложности управления такими механизмами удвоение количества передач целесообразнее получать за счет использования дополнительных коробок передач, и в настоящее время переключаемые главные передачи встречаются редко.

Варианты конструктивных схем разнесенных главных передач приведены на *рис. 7.7*. Разделение второго элемента главной передачи надвое и разнесение этих половин к колесам существенно осложняет, удорожает и утяжеляет конструкцию, но в то же время дает ряд преимуществ, а именно:

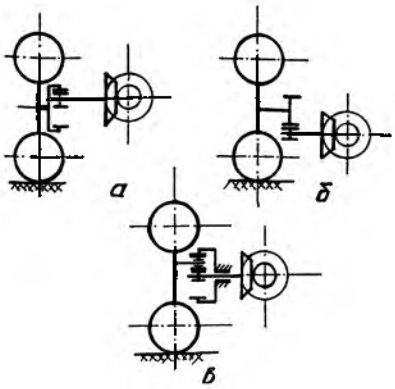


Рис. 7.7. Конструктивные схемы разнесенных главных передач

- уменьшение вертикальных размеров центральной части передачи за счет того, что в ней находится одна лишь коническая пара (передаточное число которой в случае двойных передач небольшое, и, следовательно, ведомое колесо не имеет большого диаметра);
- увеличение дорожного просвета за счет поднятия оси главной передачи над осью колес (*рис. 7.7а*) или понижение уровня пола автомобиля за счет ее опускания ниже оси колес путем использования несоосного цилиндрического редуктора (*рис. 7.7б*);
- уменьшение диаметра приводных валов;
- уменьшение реактивного момента, воспринимаемого средней частью балки моста.

Эти преимущества немаловажны и обуславливают широкое применение разнесенных главных передач, в частности, на грузовых автомобилях и автобусах большой массы. При этом в большинстве случаев применяются планетарные редукторы (*рис. 7.8*), которые благодаря их малым размерам удается разместить внутри обода

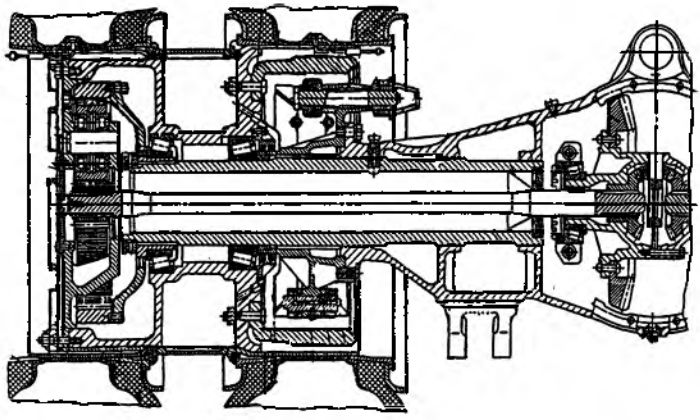


Рис. 7.8. Разнесенная главная передача с планетарным колесным редуктором

колеса. Возможно использование многопоточных (с остановленным водилом) соосных редукторов, но такие конструкции применяются реже из-за уменьшения на единицу передаточного числа по сравнению с планетарной передачей тех же размеров.

7.5. Конструктивные мероприятия по обеспечению долговечности главных передач

7.5.1. Обеспечение жесткости зацепления

Конические и гипоидные зубчатые пары очень чувствительны к нарушению расчетного взаимного положения контактирующих профилей зубьев, при нарушении которого увеличивается шум, излучаемый передачей, снижается КПД и срок службы.

Неправильное взаимное положение шестерен может иметь место вследствие неточной регулировки при сборке или из-за упругих прогибов деталей под действием рабочих нагрузок. Для уменьшения прогибов необходимо увеличивать жесткость главной передачи. Она зависит от конструкции подшипниковых узлов, типа примененных подшипников, длины консольных участков, плотности посадки деталей и т.д.

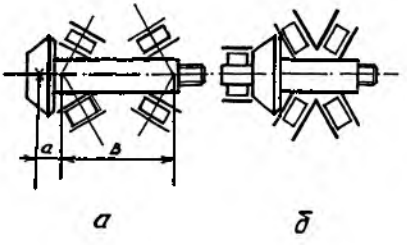


Рис. 7.9. Способы установки подшипников ведущего вала главной передачи

Поскольку валы главных передач нагружены большими осевыми силами, в конструкциях главных передач применяются радиально-упорные подшипники. Для увеличения жесткости главной передачи их располагают так, чтобы вершины конусов, образованных нормалями к рабочим поверхностям подшипников, находились снаружи подшипникового узла (*рис. 7.9 а*). Указанное расположение подшипников вызывает неравномерность их нагрузки. Так, ближний к шестерне (внутренний) подшипник, нагруженный большей по сравнению с дальним радиальной силой, воспринимает еще и всю действующую на ведущую шестерню осевую нагрузку. Это требует применения разных по размерам подшипников, но позволяет существенно увеличить жесткость подшипникового узла, уменьшая прогиб шестерни под действием радиальной силы, возникающей в зацеплении.

Дополнительное увеличение жесткости дает раздвижение подшипников на некоторое расстояние. При консольной конструкции шестерни такое решение применяется всегда (размер «*в*» на *рис. 7.9 а*).

Радикально увеличивает жесткость ведущей шестерни, устранение консоли за счет установки дополнительного подшипника (*Рис. 7.9 б*). Однако на малых автомобилях для размещения третьего подшипника обычно не находится места. Да и на больших автомобилях его немного, из-за чего для этих целей применяют радиальные роликовые подшипники, имеющие небольшой размер, иногда без внутреннего кольца.

В двойных коническо-цилиндрических главных передачах обычно нет необходимости делать ведущую коническую шестерню малого диаметра, так как передаточное число конической пары невелико и высока жесткость имеющей относительно большой диаметр ведущей шестерни. Поэтому в этих случаях часто не прибегают к установке третьего подшипника.

Очень важным мероприятием, повышающим жесткость подшипникового узла, является так называемый предварительный натяг подшипников. Для объяснения его смысла сделаем допущение, что картер и вал являются абсолютно жесткими. Осевая упругость подшипников хотя и мала, но все же может быть представлена пружинами с жесткостью C (*рис. 7.10 а*). Если подшипники собраны без предварительного натяга, то после приложения силы P показанное на *рис. 7.10 б* осевое смещение f_1 вала будет равно:

$$f_1 = \frac{P}{C}.$$

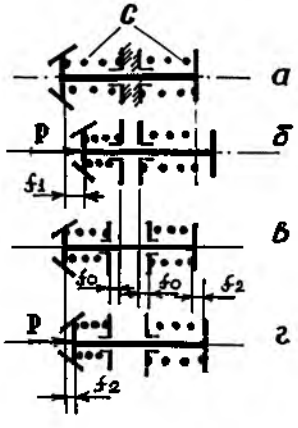


Рис. 7.10. Повышение жесткости зацепления шестерен главной передачи за счет предварительного натяга подшипников

Раздвигая внутренние опоры пружин, создадим их предварительный натяг f_0 (*рис. 7.10 в*). Если в этом состоянии системы приложить силу P (*рис. 7.10 г*), то уравнение сил, приложенных к валу, запишется следующим образом:

$$P + C(f_0 - f_2) - C(f_0 + f_2) = 0.$$

Откуда $f_2 = \frac{P}{2C}$, то есть при наличии предварительного натяга жесткость подшипникового узла существенно возрастает (в нашем случае вдвое: $f_1 = 2f_2$). Представив радиальную податливость подшипников в виде соответствующим образом расположенных пружин, такие же рассуждения можно повторить касательно радиальной упругости подшипникового узла.

В результате создания предварительного натяга подшипников, осуществляемого при сборке, на тела качения подшипников действуют радиальные и осевые силы, которые после приложения ра-

бочей нагрузки перераспределяются между подшипниками, а внутри подшипника – между телами качения.

Важно соблюсти нужную степень предварительного натяга, так как излишняя затяжка подшипников вызовет сокращение срока их службы и снижение КПД. В конструкции, показанной на *рис. 7.6*, регулирование натяга подшипников вала ведущей шестерни главной передачи осуществляется изменением расстояния между внутренними кольцами подшипников за счет подбора толщины регулировочных шайб *19*. Величина затяжки гайки *21* в этом случае не имеет значения, если она, конечно, не меньше величины, обеспечивающей необходимое сжатие деталей.

В конструкции, изображенной на *рис. 7.2*, степень предварительного натяга задается величиной упругой деформации втулки *1*, которой придается форма, способствующая повышению ее осевой упругости. Затяжку гайки при таком конструкторском решении необходимо производить динамометрическим ключом или динамометрическим гайковертом до заданной величины крутящего момента. Конструкции с упругой втулкой предъявляют повышенные требования к точности изготовления этой втулки, так как ее жесткость и длина не должны иметь большого разброса. Преимуществом их является лучшая приспособленность к автоматической регулировке предварительного натяга при сборке.

Регулирование подшипников ведомых валов осуществляется при помощи гаек *11* (*рис. 7.6*), стопорящихся после регулировки пластинами *10*, имеющими выступ, входящий в паз между специальными торцевыми зубьями гаек.

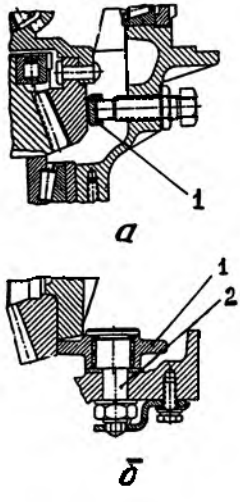


Рис. 7.11. Конструкции упоров, обеспечивающих повышение жесткости зацепления шестерен

В одинарных главных передачах при большом передаточном числе ведомое колесо имеет большой диаметр и при больших значениях крутящего момента упруго отгибается от ведущей шестерни в зоне зацепления на значительную величину. Для уменьшения этой деформации с тыльной стороны колеса, как показано на *рис. 7.11 а*, ставят регулируемый упор. На легковых автомобилях высшего класса из-за жестких требований к уровню шума величина допустимой деформации ведомого колеса главной передачи еще более ограничена. Поэтому зазор между колесом и упором приходится делать малым, примерно 0,1–0,15 мм, и колесо даже при средних нагрузках начинает касаться упора. Это, в свою очередь, вынуждает применять более сложный вращающийся упор *1* в виде ролика, изображенного на *рис. 7.11 б*, так как неподвижный упор изнашивался бы слишком быстро. Ось вращения упора эксцентрична относительно оси вращения стержня *2*, что позволяет регулировать указанный зазор путем вращения стержня.

Для уменьшения последствий прогибов деталей главной передачи форму зубьев усложняют, придавая ей некоторую бочкообразность. Площадь контакта зубьев при этом уменьшается, и вместо полосы контакта появляется меньшее по площади, чем полоса, пятно контакта, но зато при прогибах это пятно, смещаясь по поверхности зуба, почти не уменьшается в размерах. Если бы зубья не имели такой формы, то уже при небольших деформациях шестерен полоса контакта превращалась бы в маленькое пятнышко на краю зуба, что привело бы к быстрому выходу шестерен из строя.

7.5.2. Регулировка взаиморасположения шестерен

Правильное взаимное расположение рабочих поверхностей зубьев имеет большое значение с точки зрения снижения шумности и обеспечения долговечности передачи. Необходимое взаимное расположение этих поверхностей обеспечивается при сборке за счет регулировки.

Чтобы отрегулировать положение шестерен, надо иметь возможность перемещать шестерни вдоль осей вращения. Перемещение ведущих шестерен осуществляется путем установки регулировочных шайб определенной толщины. Например, в конструкции, показанной на *рис. 7.2*, регулировочная шайба *2* установлена между внутренним кольцом внутреннего подшипника и торцом шестерни. Возможна установка шайбы между наружным кольцом внутреннего подшипника и картером. Если, как показано на *рис. 7.6*, подшипниковый узел установлен в стакане, то положение шестерни задается толщиной набора регулировочных прокладок *18*. Прокладки имеют различную толщину и, варьируя ими, можно изменять толщину пакета с очень малым шагом. Разборка данного соединения может вызвать определенные трудности, так как посадка стакана в корпус может быть плотной, а прокладки за время эксплуатации прилипнут друг к другу. Для того чтобы исключить применение какого-либо острого инструмента, забиваемого между фланцем стакана и корпусом и повреждающего прокладки, предусматривают болты-съемники *20*.

Положение ведомых шестерен регулируется либо прокладками (*1* на *рис. 7.3*), либо теми же гайками, которыми регулируют предварительный натяг подшипников (*11* на *рис. 7.6*). Причем для обеспечения независимости обеих регулировок сначала надо отрегулировать затяжку подшипников, а затем, отворачивая на некоторый угол одну гайку (например, левую), заворачивать на такой же угол правую, перемещая тем самым шестерню в осевом направлении. Для повышения точности регулировок предусматривают большое количество стопорных зубьев на гайках.

В мелкосерийном и ремонтном производствах контроль правильности взаимного расположения шестерен осуществляют, намазав краской зубья одной из шестерен и наблюдая расположение пятна

контакта на зубьях другой. Для этой цели в картерах предусматривают специальные пробки большого размера.

Описанный способ требует много времени. Поэтому в массовом производстве толщину регулировочных шайб или пакета регулировочных прокладок определяют путем предварительного измерения расстояния между поверхностями, определяющими положение шестерен. Иногда с той же целью на специальном стенде вращают пару шестерен в рабочем режиме, одновременно перемещая шестерни в осевом направлении. Оптимальность взаимного положения шестерен определяется при этом по минимальному уровню шума.

7.6. Смазывание главных передач

Особенности смазывания главной передачи объясняются сложностью подачи смазочного материала к подшипникам ведущего вала, особенно наружному (*7* на *рис. 7.3*). Эта сложность заключается в том, что радиально-упорные подшипники, в особенности роликовые, обладают некоторым насосным действием – они гонят смазочный материал от меньшего диаметра к большему. Для обеспечения необходимого смазывания обоих подшипников смазочный материал подают непосредственно в полость между ними по специальному каналу *6*, в котором масло движется в виде тумана и капель, сброшенных с ведомой шестерни, а также в виде пленки, стекающей по стенкам. Для увеличения поступления масла в канал иногда применяют устройства, снимающие это масло с движущихся деталей. Каналы обычно получают при литье картера, но в некоторых случаях они могут быть изготовлены сверлением (*1* и *17* на *рис. 7.6*).

Поскольку насосным действием обладает и наружный подшипник, в районе уплотнения вала создается повышенное давление масла. Для предохранения уплотнения применяют отводящий дренажный канал (*8* на *рис. 7.3*). Канал обычно располагается в плоскости, близкой к вертикальной, но встречаются и иные технические решения.

Расположенный в главной передаче дифференциал смазывается тем же маслом, что и шестерни главной передачи. Смазка шестерен дифференциалов, имеющих два сателлита, не затруднена, так как их корпус представляет собой открытую рамку. Но при четырех сателлитах корпус закрыт, и для поступления масла внутрь в корпусе дифференциала делают окна (*4* на *рис. 7.3*) или применяют черпаки (*16* на *рис. 7.6*).

Глава 8. РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ

8.1. Назначение раздаточных коробок

Как отмечалось выше, в составе трансмиссии полноприводного или многоприводного автомобиля может быть агрегат, предназначенный для распределения (раздачи) крутящего момента по ведущим мостам, называемый раздаточной коробкой.

Для раздаточной коробки автомобиля повышенной проходимости функция распределения крутящего момента обычно является не единственной. Такие автомобили имеют высокие опорно-сцепные качества, что достигается за счет оптимального (при одинарной ошиновке колес — чаще всего равномерного) распределения массы по ведущим колесам. Высокие опорно-сцепные качества таких автомобилей позволяют им реализовывать на ведущих колесах весьма значительные крутящие моменты, для получения которых необходимо иметь большое передаточное число в трансмиссии. В целях удешевления производства большинство автомобилей повышенной проходимости выпускается на базе серийных автомобилей ограниченной проходимости. В трансмиссии таких автомобилей используется серийная коробка передач, передаточное число низшей (первой) передачи которой имеет относительно малое значение, недостаточное для того, чтобы автомобиль повышенной проходимости мог полностью реализовать высокие опорно-сцепные качества. Кроме того, для эффективной работы автомобиля повышенной проходимости диапазон передаточных чисел его трансмиссии должен быть примерно вдвое шире, чем позволяет обеспечить коробка передач базового автомобиля.

Расширение диапазона передаточных чисел в трансмиссии автомобиля повышенной проходимости, в которой используется серийная коробка передач, и увеличение ее максимального передаточного числа достигается введением в раздаточную коробку дополнительной пары шестерен. Эта пара шестерен называется понижающей передачей или демультипликатором. Демультипликатор включается тогда, когда автомобиль попадает в тяжелые дорожные условия. Его наличие позволяет удвоить количество передаточных чисел в трансмиссии, увеличивая их значения на каждой, в том числе и на первой, ступени серийной коробки передач.

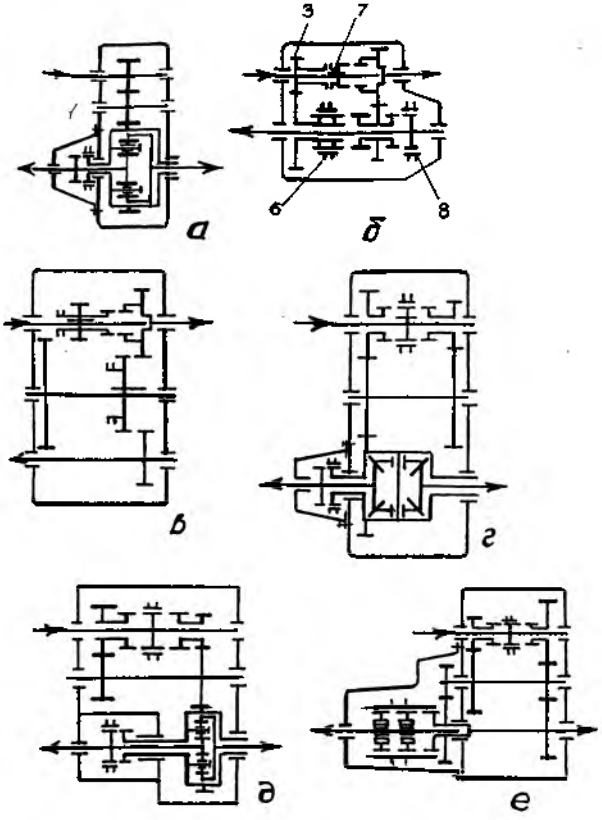


Рис. 8.1. Конструктивные схемы раздаточных коробок

На оригинальных (не имеющих дорожного прототипа) автомобилях повышенной проходимости коробки передач обычно проектируются с учетом более широкого диапазона передаточных чисел в трансмиссии, поэтому, как показано на *рис. 8.1 а*, раздаточная коробка может и не иметь понижающей передачи.

8.2. Требования к раздаточным коробкам

Раздаточные коробки независимо от их конструктивной схемы должны удовлетворять следующим требованиям:

1. Распределять крутящий момент по ведущим мостам таким образом, чтобы обеспечивалась наилучшая проходимость автомобиля.

2. Иметь возможность создания больших передаточных чисел для преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля.

3. Иметь устройства, предотвращающие перегрузку деталей трансмиссии при включении демультипликатора.
4. Не создавать повышенных уровней шума.
5. Иметь высокий КПД.

8.3. Классификация раздаточных коробок

Основным признаком классификации раздаточных коробок является тип привода. Если все выходные валы раздаточной коробки имеют жесткую механическую связь, привод называется блокированным. Если связь выходных валов раздаточной коробки обеспечивается через дифференциал, привод называется дифференциальным. Существуют также раздаточные коробки, обеспечивающие временное подключение одной из ветвей трансмиссии посредством автоматических устройств отбора мощности.

В соответствии с конструктивной схемой трансмиссии раздаточные коробки могут отличаться числом выходных валов: обычно их два, но при параллельном приводе ведущих мостов грузового автомобиля может быть и три (*рис. 1.6 д*).

8.4. Анализ особенностей типов привода

Преимуществами блокированного (*рис. 8.1 б, в*) привода являются простота и так называемая автоматичность перераспределения крутящего момента. Последнее на автомобилях с блокированным приводом проявляется при попадании одного из колес какого-либо ведущего моста на скользкий участок дороги. Колесо в этом случае лишается возможности реализовывать большой крутящий момент и создавать значительную силу тяги. Из-за наличия межколесного дифференциала большой крутящий момент не сможет реализовать и другое колесо этого моста и весь мост в целом. Однако при блокированном приводе (т.е. при принудительной жесткой механической связи всех ведущих мостов) момент, передаваемый другому мосту, автоматически увеличится, если этот мост по условиям сцепления колес с дорогой сможет его реализовать. Увеличение крутящего момента при этом будет равно уменьшению его на колесах моста, находящегося на скользком участке дороги.

Автоматическое перераспределение крутящих моментов обеспечивает максимально возможную проходимость автомобиля в случае попадания на участок дороги с малым коэффициентом сцепления хотя бы одного из ведущих мостов. Однако при движении автомобиля с заблокированными межколесным или межосевым дифференциалами на дороге с высоким коэффициентом сцепления, практически

неизбежное кинематическое рассогласование между жестко связанными между собой ведущими колесами, вынужденными проходить разные пути при вращении с одинаковыми угловыми скоростями, приводит к возникновению силовой неуравновешенности в приводе. Рассмотрим это явление на примере блокированного привода колес ведущих мостов.

Все возможные виды кинематических рассогласований можно с известной долей условности разделить на две основные категории:

1. Кинематическое рассогласование, вызванное неодинаковыми начальными радиусами колес.

2. Кинематическое рассогласование, вызванное разными расстояниями, проходимыми колесами переднего и заднего ведущих мостов.

Первый вид рассогласования может быть вызван следующими основными причинами:

- погрешности при изготовлении шин;
- разное давление воздуха в шинах;
- разная степень износа шин.

Все перечисленные причины возможного кинематического рассогласования носят случайный характер, и его возможная величина может быть оценена только статистически.

Второй вид рассогласования появляется обязательно при движении автомобиля на повороте. Величину кинематического рассогласования в этом случае можно определить как разницу радиусов колес ведущих мостов, потребную для их качения без скольжения и буксования.

На колесах ведущих мостов при движении с кинематическим рассогласованием, например на повороте, при заблокированном межосевом дифференциале возникают разные по величине, а при определенном значении кинематического рассогласования и по знаку касательные реакции. При этом в контуре, образованном дорогой, передними ведущими колесами, приводными валами колес, корпусами дифференциалов, карданными валами, валами и шестернями раздаточной коробки и задними ведущими колесами, циркулирует мощность, по величине значительно превышающая мощность, необходимую для преодоления внешнего сопротивления движению автомобиля.

Появление отрицательного момента на одном из ведущих мостов многоприводного автомобиля также весьма нежелательно, так как этот мост превращается из ведущего в тормозящий, что существенно увеличивает нагрузку (крутящий момент), действующую на другой мост. Циркулирующая мощность увеличивает нагрузки в трансмиссии, потери энергии, затрачиваемой на движение автомобиля, износы деталей трансмиссии и шин, а также расход топлива. Поэтому в раздаточных коробках с блокированным приводом предусматривают наличие механизмов отключения ведущих мостов трансмиссии (в основном передних) при движении по твердым сухим дорогам.

Раздаточные коробки, обеспечивающие блокированный привод ведущих мостов, долгое время доминировали в автостроении, что казалось вполне оправданным, поскольку на хорошей дороге автомобиль уверенно перемещается и с одним ведущим мостом, а на плохой дороге, в случае применения дифференциального привода, дифференциал все равно приходится блокировать для обеспечения должной проходимости. Таким образом, межосевой дифференциал оказывался лишним. Однако в дальнейшем было установлено, что при наличии переднего ведущего моста с дифференциальным приводом на хорошей дороге выгоднее двигаться со всеми постоянно включенными ведущими мостами.

Одной из причин этого является то, что при работе автомобильного колеса в ведущем режиме, кроме «силовых» потерь при качении, вызванных гистерезисными потерями в шине в связи с ее постоянной радиальной деформацией, имеют место так называемые скоростные потери, связанные с тангенциальной деформацией беговой дорожки шины при передаче крутящего момента, которая приводит к уменьшению кинематического радиуса колеса (радиуса качения). Таким образом, скоростные потери в шине ведущего колеса представляют собой уменьшение скорости автомобиля при заданной частоте вращения колеса, вызванное уменьшением его радиуса качения из-за тангенциальной деформации беговой дорожки шины при передаче колесом тяговой силы.

Поскольку мощность представляет собой произведение силы на скорость, то мощность, потерянная из-за скоростных потерь, представляет собой произведение потерянной скорости на силу тяги колеса.

Таким образом, мощность скоростных потерь пропорциональна квадрату развиваемой колесом тяговой силы. Следовательно, чем больше колес развивают суммарную силу тяги автомобиля, тем меньше суммарные скоростные потери у ведущих колес автомобиля. Например, у двухосного автомобиля с равным распределением нагрузки по мостам при движении с одним ведущим мостом скоростные потери будут вдвое больше, чем при движении с двумя ведущими мостами с дифференциальным приводом мостов. К тому же полноприводный автомобиль с дифференциальным приводом мостов имеет лучшие показатели по управляемости и устойчивости. Все это привело к тому, что в последних конструкциях полноприводных автомобилей чаще применяется дифференциальный привод мостов.

Однако и при дифференциальном приводе мостов обязательно предусматривается возможность блокировки межосевого дифференциала для повышения проходимости в тяжелых дорожных условиях. Таким образом, и при дифференциальном приводе, и при включаемом приводе дополнительных ведущих мостов возможно движение с блокированным приводом мостов.

Циркуляция мощности ведет, как уже отмечалось, к повышенным потерям и дополнительному износу элементов привода, поэтому

конструкторы часто для исключения возможности появления этого режима принимают меры по автоматическому включению и выключению дополнительного ведущего моста или по автоматической блокировке и разблокировке межосевого дифференциала.

Автоматическое включение переднего ведущего моста может быть осуществлено с помощью муфты свободного хода (МСХ). МСХ устанавливается обычно в приводе переднего моста (*рис. 8.1 е*). Редуктор главной передачи переднего моста в этом случае имеет несколько большее в сравнении с редуктором главной передачи заднего моста передаточное отношение. При движении по хорошей дороге, когда колеса заднего ведущего моста катятся без пробуксовывания, ведущая часть муфты свободного хода опережает ведомую и не передает крутящий момент на передний мост. Его колеса катятся в ведомом режиме. Если колеса заднего моста начинают пробуксовывать при попадании на дорожную поверхность с низким коэффициентом сцепления, ведущая часть МСХ догоняет ведомую, муфта замыкается и передний мост автоматически включается в работу. Следует отметить, что при правильно выбранном соотношении передаточных чисел редукторов мостов включение переднего моста в работу произойдет при той величине пробуксовывания колес заднего моста, при которой они развивают максимальную силу тяги, что обеспечивает максимальное повышение проходимости.

Однако такая конструктивная схема имеет ряд недостатков:

— при крутом повороте, когда передние колеса, катящиеся по большему радиусу, вынуждены вращаться заметно быстрее задних, включение их в работу возможно только при существенном буксовании задних колес, которое обычно сопровождается срывом верхнего слоя грунта и уменьшением при этом коэффициента сцепления;

— при движении задним ходом муфта свободного хода замыкается, так как привод передних колес имеет большее передаточное число, и они, вращаясь с меньшей скоростью по сравнению с задними, работают в тормозном режиме. Это особенно опасно при движении по мягким и скользким дорогам, так как заметно снижает проходимость автомобиля;

—при движении по мягким грунтам к передним колесам желательно подводить большую мощность, затрачиваемую ими на деформацию грунта и образование колеи. Однако при использовании привода с МСХ дело обстоит как раз наоборот – передние колеса включаются тогда, когда задние уже начинают буксовать;

— уменьшается возможность преодоления автомобилем единичных высоких препятствий, так как к ним передние колеса подходят в ведомом режиме. В ведущем режиме колеса автомобиля могут преодолеть значительно более высокие препятствия.

Вместо МСХ в приводе переднего моста может быть установлена вязкостная муфта. Вязкостную муфту можно применять и в качестве муфты блокировки межосевого дифференциала.

8.5. Основные конструктивные схемы раздаточных коробок

Возможны две принципиальные схемы раздаточных коробок, имеющих два выходных вала. Примеры раздаточных коробок, выполненных по первой схеме, приведены на *рис. 8.1 б, в*, а по второй — на *рис. 8.1 а, г, д*. Первая предусматривает привод заднего моста (мостов) от верхнего вала, вторая — от нижнего. Первая схема используется преимущественно в раздаточных коробках с блокированным приводом колес, так как на основном режиме движения при выключенном приводе колес переднего моста и включенной высшей передаче шестерни не участвуют в работе. Поэтому КПД таких раздаточных коробок очень высок, а требуемый ресурс шестерен и, следовательно, их размеры и масса могли бы быть очень малыми. Однако при включении переднего моста с возникновением циркуляции мощности шестерни раздаточной коробки оказываются в круге циркуляции и нагружаются дополнительным крутящим моментом. Это требует увеличения размеров шестерен и уменьшает выигрыш в размерах и массе, который мог бы быть получен. Отсутствие в раздаточной коробке, конструктивная схема которой изображена на *рис. 8.1 б*, промежуточного вала позволяет уменьшить ее размеры, массу и стоимость, увеличить КПД при включенном переднем ведущем мосте. Однако при этом требуется применение дополнительной зубчатой муфты и усложняется механизм управления (из-за необходимости одновременного перемещения зубчатых муфт *2* и *4* при включении и выключении низшей передачи). Применение такого конструктивного решения повлекло за собой вращение карданных валов в разные стороны, что учитывается соответствующей компоновочной схемой главных передач. Вообще же вращение выходных валов раздаточной коробки в разные стороны желательно, так как при этом уменьшается реактивный момент на ее корпусе.

Раздаточные коробки, выполненные по второй схеме, имеют постоянно работающее одно или (при наличии промежуточного вала) даже два зацепления шестерен, что снижает КПД трансмиссии и увеличивает износ шестерен. Однако такая схема чаще всего используется при дифференциальном приводе, поскольку установка дифференциала на верхнем валу более сложна и требует дополнительных мероприятий по обеспечению его смазывания.

К достоинствам второй схемы следует также отнести то, что шестерни не нагружаются дополнительным моментом, если при заблокированном дифференциале возникает циркуляция мощности.

Еще одно преимущество выполненных по второй схеме раздаточных коробок состоит в том, что в них проще установить демультипликатор. В раздаточных коробках, построенных по первой схеме, это конструктивно более сложно.

Поскольку на автомобилях повышенной проходимости масса распределяется по ведущим колесам более или менее равномерно, к ведущим мостам необходимо подводить примерно одинаковые крутящие моменты. В этом случае при наличии дифференциального привода в раздаточных коробках автомобилей, имеющих колесную формулу 4×4, применяют симметричные межосевые дифференциалы (*рис. 8.1 г*). Если же на имеющем колесную формулу 4×4 автомобиле на задние колеса приходится заметно большая доля массы автомобиля, чем на передние (вследствие этого на задних колесах используется двойная ошиновка), или этот автомобиль имеет колесную формулу 6×6, то используются несимметричные дифференциалы (*рис. 8.1 а, д*). В таких случаях чаще всего крутящие моменты между выходными валами распределяются в отношении 1:2, т.е. на более загруженные колеса подается больший крутящий момент.

8.6. Особенности конструкции раздаточных коробок

Использование низшей передачи в раздаточной коробке с целью повышения проходимости автомобиля целесообразно лишь при включении всех ведущих колес. Однако унификация автомобилей повышенной проходимости с автомобилями ограниченной проходимости по карданным передачам и деталям ведущих мостов приводит к тому, что увеличение значения крутящего момента, получаемое при включении понижающей передачи, может привести к поломкам деталей трансмиссии, если этот момент передается одной ветвью трансмиссий, т.е. тогда, когда не все ведущие мосты участвуют в передаче крутящего момента.

Поэтому в раздаточных коробках применяют специальные механизмы, исключающие возможность включения понижающей передачи без предварительного включения переднего моста и не позволяющие выключить передний мост, если включена понижающая передача. Так, например, в раздаточной коробке, показанной на *рис. 8.2*, на шлицах ведущего вала *2* установлена шестерня *3*, которая при перемещении вправо зацепится с внутренними зубьями шестерни *4*, соединив напрямую вал *2* с валом *6* привода заднего моста. Таким образом, будет включена прямая передача. Для включения понижающей передачи шестерню *3* следует передвинуть влево до зацепления с шестерней *1* вала *7*, а шестерню *8* – вправо до зацепления с шестернями *4* и *10*. С учетом сказанного нужен механизм, который не позволит передвинуть шестерню *3* в левое положение, если шестерня *8* не находится в правом положении. И наоборот, этот механизм не должен позволять передвинуть шестерню *8* в левое положение, если шестерня *3* также сдвинута влево.

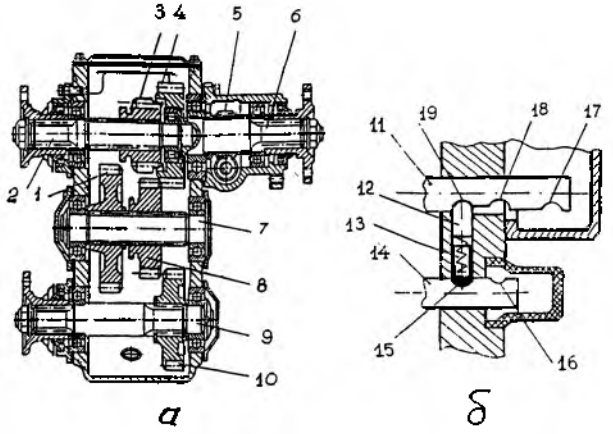


Рис. 8.2. Раздаточная коробка с блокированным приводом

Здесь необходимо сделать небольшое отступление и обратить внимание на следующее. Шестерня *8*, перемещаясь вправо для включения привода колес переднего моста, должна одновременно войти в зацепление с шестернями *4* и *10*. Ввиду случайного углового положения всех трех шестерен осуществить такое включение практически было бы чрезвычайно затруднительно. Чтобы облегчить задачу введения в зацепление этих шестерен конструкцией раздаточной коробки, предусмотрено, что шестерни *4* и *8* находятся в зацеплении всегда, даже тогда, когда крутящий момент через них не передается. Для этого шестерня *4* делается несколько более широкой, и при свободном (без передачи крутящего момента) вращении шестерни зацеплены только краями зубьев. Таким образом, при перемещении шестерни *8* вправо она входит в зацепление с шестерней *10*, будучи уже в зацеплении с шестерней *4*, что облегчает процесс включения переднего моста.

Устройство механизма, предотвращающего включение понижающей передачи при отключенном переднем мосте показано, на *рис. 8.2 б*. Ползун *11* связан с вилкой (не показана), передвигающей шестерню *3*. Он имеет три фиксированных положения и соответственно три лунки *17*, *18* и *19*. Лунка *18* — лунка нейтрального положения— более глубокая, чем лунки *17* и *19*. Порог, имеющийся между лункой *18* и лункой *19* прямой передачи, сделан меньшей высоты, чем порог между лунками *17* и *18*. Ползун *14* связан с шестерней *8* и имеет две лунки *15* и *16*. Лунка *15* (лунка включения понижающей передачи и переднего моста) более глубокая. Ползуны за счет наличия на их боковых поверхностях лунок могут быть зафиксированы относительно отверстия, в котором находятся подпружиненные сухари *12* и *13*. Расстояние между торцами сухарей *12* и *13* достаточно мало, и при определенном сочетании лунок и порогов, сухари соприкасаются, превращаясь в жесткий стержень

при намерении переместить один из ползунов в положение, противоречащее рассмотренной выше логике.

На *рис. 8.2 б* механизм управления показан в состоянии, соответствующем включению прямой передачи и переднего моста. В этом состоянии раздаточной коробки каждый из ползунов может быть переведен в любое положение. Можно выключить привод переднего моста, переместив ползун *14*, а вместе с ним и шестерню *8* влево, и (или) включить нейтральное положение, переместив влево ползун *11*, а вместе с ним и шестерню *3*. Это позволяет сделать большая глубина лунки *15*.

При выключенном приводе переднего моста, когда напротив сухарей *12* и *13* находится мелкая лунка *16* ползуна *14*, можно переместить влево ползун *11* до лунки *18*, установив в раздаточной коробке нейтральное положение. Малая глубина лунки *16* позволит это сделать за счет низкого порога между лунками *19* и *18*. Однако если попытаться сдвинуть ползун *11* дальше влево с целью включения понижающей передачи, то малая глубина лунки *16* и большая высота порога между лунками *18* и *17* не позволят сделать этого, так как суммарная длина сомкнутых торцами сухарей *12* и *13* больше, чем расстояние между дном лунки *16* и порогом между лунками *18* и *17*. Если же при включенном приводе переднего моста и включенной понижающей передаче попытаться отключить передний мост, то малая глубина лунки *17* не позволит ползуну *14* переместиться влево.

В раздаточной коробке, показанной на *рис. 8.3*, переключение передач осуществляется перемещением одной зубчатой муфты *2*. Такая конструкция имеет большой осевой размер, из-за чего удлиняются картер раздаточной коробки и ее валы. Это приводит к увеличению веса первого и снижению жесткости вторых. Для устранения этого недостатка в большинстве случаев применяют раздельные зубчатые муфты (*рис. 8.1 б*). Однако такое техническое решение не всегда приводит к достижению цели. В данной конструкции любая из муфт может начать входить в зацепление только после того, как полностью выйдет из зацепления другая муфта. Этого можно достичь, если связать ползуны, несущие вилки муфт, двуплечим качающимся рычагом, при этом сократить осевой размер раздаточной коробки очень сложно.

Оригинально решена эта задача в изображенном на *рис. 8.4* механизме управления раздаточной коробкой, конструктивная схема которой дана на *рис. 8.1 б*. Рычаг управления *2* установлен не на жестком шарнире, а на серьге *1*, вследствие чего имеет две степени свободы. Ползуны включения понижающей передачи *3* и включения прямой передачи *4* имеют по одной лунке, которыми запираются в замке *5*. В показанном на *рис. 8.4* положении ползун *3* заперт в замке *5*. В этом случае при перемещении рычага *2* влево он, поворачиваясь вокруг точки «*б*», перемещает влево ползун *4* и выключает прямую передачу. Движение ползуна *4* прекратится тогда, когда муфта *7* упрется в шестерню *3*, отмеченную на *рис. 8.1 б*.

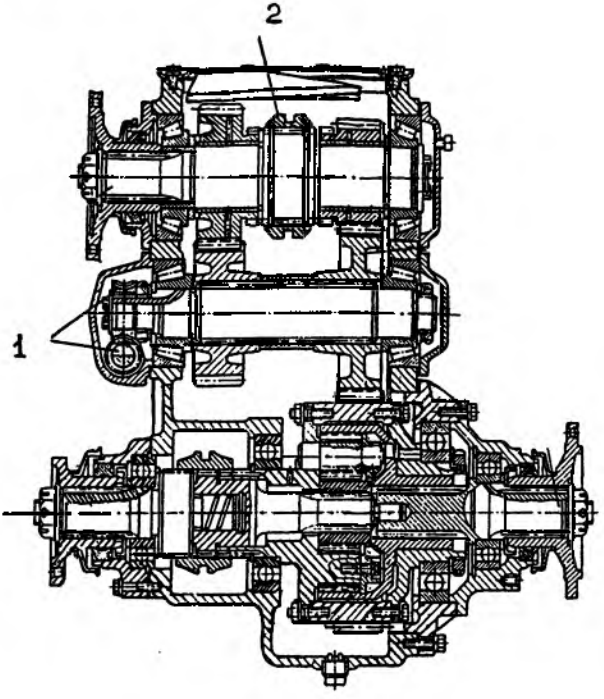


Рис. 8.3. Раздаточная коробка с дифференциальным приводом

Лунка ползуна *4* при этом окажется в плоскости замка *5*, вследствие чего ползун *3* освободится и дальнейшее движение рычага *2* влево будет сопровождаться его поворотом вокруг точки «*а*» и началом движения ползуна *3* вправо. Перемещение ползуна *3* вправо приведет к включению понижающей передачи при помощи зубчатой муфты

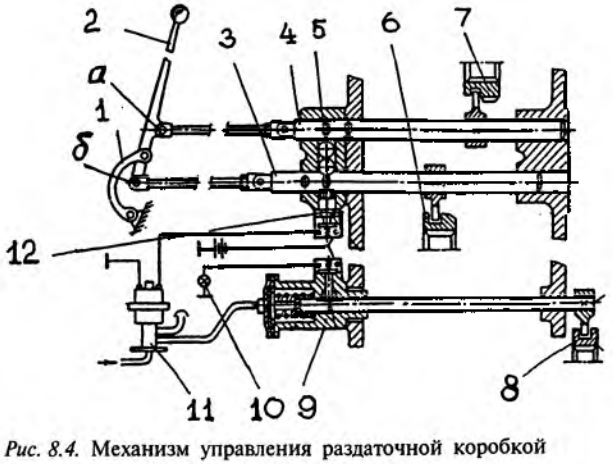


Рис. 8.4. Механизм управления раздаточной коробкой

6. При этом замкнутся электрические контакты *12* и сработает электропневматическое устройство *11,* которое при помощи зубчатой муфты *8* включит привод переднего моста. Включение переднего моста будет сопровождаться загоранием на приборном щитке в кабине водителя сигнальной лампы *10.*

В раздаточной коробке, показанной на *рис. 8.5,* применено пневматическое управление. При этом управление зубчатой муфтой *18* блокировки дифференциала не вызывает затруднений, так как она имеет два фиксированных положения. В левом положении «выключено» ее удерживает пружина *2,* а в правом положении «включено» она будет находиться при подаче сжатого воздуха под поршень *1.* Сложнее обстоит дело с зубчатой муфтой *17,* переключающей передачи и имеющей поэтому три фиксированных положения. Управление такой муфтой при механическом приводе не вызывало бы затруднений, но при пневматическом приводе для надежного фиксирования муфты в среднем положении пришлось применить дополнительный, свободно установленный поршень *9.* При отсутствии сжатого воздуха на входах Б и В вилка *8* муфты *17* под действием пружины *7* устанавливается в левом положении, при котором включена высшая передача. При подаче сжатого воздуха на вход *В* поршень *9* сместится вправо до упора в закраину цилиндра *6* и установит муфту в среднее положение, соответствующее нейтральному состоянию раздаточной коробки. Если сжатый воздух будет подан на вход *Б* или одновременно на входы *Б* и *В,* то муфта *17* примет крайнее правое положение, включив понижающую передачу.

Особенностью раздаточной коробки, показанной на *рис. 8.3,* является то, что в ней предусмотрены два режима включения переднего моста: дифференциальный и блокированный, а также полное отключение его. Необходимость отключения переднего моста объясняется тем, что в то время, когда проектировался этот автомобиль, изложенное выше преимущество постоянно включенного дифференциального привода еще не было известно. В дальнейшем от этого режима отказались.

Специфичность конструкции раздаточных коробок часто требует применения съемной торцевой стенки (*рис. 8.5*). На этой стенке имеются опорные поверхности подшипников, определяющие точность положения валов, а следовательно, и точность зацепления шестерен. Очевидно, что точность установки крышки относительно картера при их совместной обработке и после разборочно-сборочных работ имеет большое значение. Дело дополнительно осложняется тем, что конфигурация картера исключает центрирование крышки по какому-либо цилиндрическому пояску, поверхность которого сравнительно легко обработать точно. Поэтому для центрирования крышки раздаточной коробки часто применяют установочные штифты *5* (*рис. 8.5*). Штифты должны относительно свободно входить в отверстие одной детали и быть достаточно плотно посажены в отверстие другой. В штучном и мелкосерийном производствах с этой целью применяют

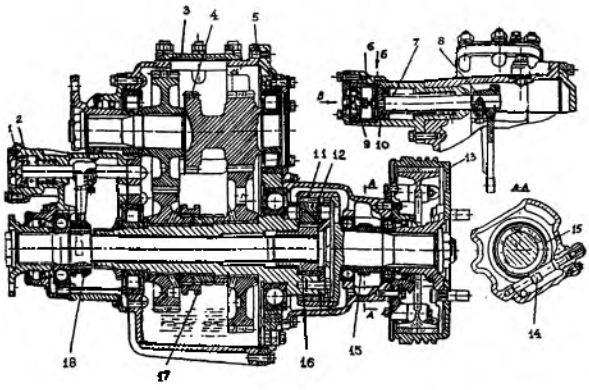


Рис. 8.5. Раздаточная коробка с пневматическим управлением

ступенчатые штифты или отверстия разных диаметров. В массовом автомобильном производстве это вызывает затруднения. Поэтому чаще применяют отверстия и штифты одного диаметра, но один конец штифта накатывают для увеличения диаметра, в результате чего штифт после запрессовки прочно удерживается в отверстии.

Смазывание раздаточных коробок аналогично смазыванию коробок передач и осуществляется в основном разбрызгиванием. Широко применяются разного рода экраны, ограничивающие движение воздушно-масляной смеси, и лотки, которые собирают масляный туман и масло, ползущее по стенкам. Иногда на корпус дифференциала устанавливают лотки, направляющие смазочный материал внутрь дифференциала.

В раздаточных коробках почти всегда имеются две передачи и нейтральное положение. По этим причинам, как показано на *рис. 8.5*, у автомобилей, оборудованных такими коробками, привод спидометра *14*, *15* и центральный стояночный тормоз *13* переносятся с коробки передач на раздаточную коробку.

В некоторых случаях на специальных и специализированных автомобилях возникает необходимость иметь два независимых привода к дополнительным устройствам, например, для привода гидравлического насоса, питающего систему подъема кузова автомобиля-самосвала, или для привода лебедки. Для этого в картерах раздаточных коробок, как и в картерах коробок передач, предусматривают люки *3* для присоединения коробок отбора мощности, а также дополнительные шестерни *4* (*рис. 8.5*). Иногда для этих целей используют шлицевые наконечники. Необходимость отбора мощности от раздаточных коробок требует применять конструктивные схемы, которые предусматривали бы наличие, по крайней мере, одной шестерни, вращающейся при неподвижном автомобиле. В раздаточных коробках, снабженных дифференциалом, отбор мощности иногда осуществляют не от шестерен, а от свободного конца верхнего вала.

Глава 9. МОСТЫ

9.1. Назначение мостов

Мостом автомобиля (прицепа, полуприцепа) называют агрегат, связывающий между собой правое и левое колесо оси, воспринимающий силы, действующие на них со стороны дороги, и через подвеску передающий их на несущую систему. Отличительной особенностью моста является наличие балки, связывающей между собой колеса одной оси и являющейся опорой для их подшипниковых узлов. Автомобиль может иметь один или несколько мостов или не иметь ни одного, если колеса правого и левого бортов не связаны между собой или связаны с подвеской не через общую для них несущую конструкцию, а посредством элементов, не образующих самостоятельного агрегата. В таком случае следует говорить только о наличии подвески, даже если колеса каким-либо другим способом связаны между собой, например, через элементы трансмиссии или рулевого управления.

9.2. Требования к мостам

Конструкция моста может влиять на ряд эксплуатационных качеств автомобиля, среди которых надежность, безопасность, комфортабельность, управляемость, проходимость.

Основными требованиями, предъявляемыми к мостам, являются:

1. *Малая масса.* Мост полностью или частично (что бывает гораздо реже) относится к неподрессоренным частям конструкции, поэтому уменьшение его массы повышает плавность хода.

2. *Жесткость конструкции.* К мосту крепятся колеса, правильность установки которых определяет управляемость автомобиля и износ шин, а также детали других систем автомобиля (например, тормозной), поэтому значительные деформации его балки недопустимы.

3. *Небольшие размеры в вертикальном направлении.* Эти габариты влияют на возможность обеспечения требуемого дорожного просвета и высоты уровня пола.

4. *Учет компоновочных особенностей транспортного средства.* Мост должен иметь конструкцию, не создающую препятствий его вертикальным и угловым перемещениям в заданных пределах относительно несущей системы.

5. *Прочность.* Это универсальное требование в данном случае является особенно важным, поскольку оказывает влияние на безопасность автомобиля.

9.3. Классификация мостов

По расположению на автомобиле (прицепе, полуприцепе) мост может быть:
- передний;
- промежуточный (на трехосном автомобиле такой мост называют средним);
- задний.

По конструкции мосты делятся на:
- управляемые (колеса моста являются управляемыми);
- ведущие (колеса моста являются ведущими);
- комбинированные (колеса моста являются ведущими и управляемыми);
- поддерживающие (колеса моста не являются ни ведущими, ни управляемыми).

Как правило, балка моста является жесткой бесшарнирной конструкцией. Мост с такой балкой называют неразрезным. Если же при наличии независимой подвески правого и левого колес их связь осуществляется посредством моста, то такой мост называют разрезным.

9.4. Конструкции мостов

9.4.1. Управляемый мост

Типичная конструкция управляемого моста приведена на *рис. 9.1.* Мост состоит из балки *1* и поворотных кулаков *2*, шарнирно соединенных посредством шкворней *3*, обеспечивающих возможность поворота управляемых колес для изменения направления движения автомобиля (на цапфах *4* поворотных кулаков на подшипниках устанавливаются управляемые колеса).

Балка моста должна быть прочной, жесткой и возможно более легкой. Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяют стальные кованые балки двутаврового сечения. По краям балки двутавровое сечение плавно переходит в прямоугольное с отверстиями для установки шкворней поворотного кулака.

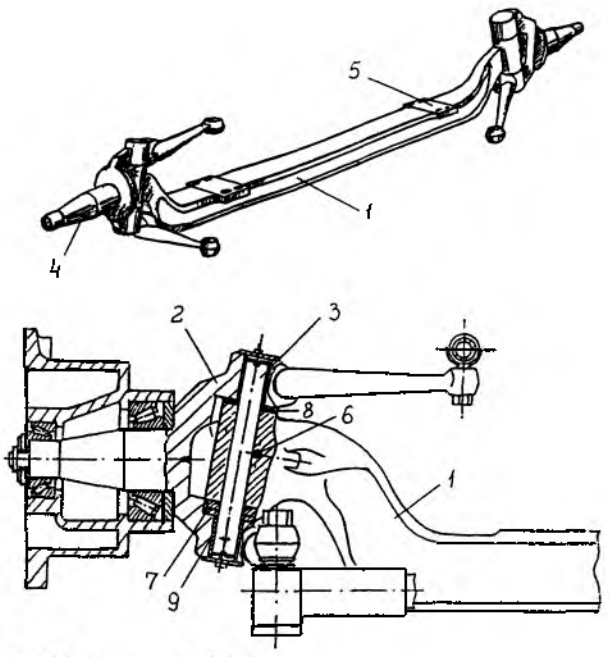


Рис. 9.1. Управляемый мост

Средняя часть балки выгнута вниз, с тем чтобы дать мосту свободу вертикального перемещения при подпрыгивании колес под воздействием неровностей дорожной поверхности (над балкой управляемого моста обычно располагается двигатель). Для крепления элементов подвески на балке предусмотрено наличие соответствующих опорных площадок *5*.

Шкворень поворотного кулака представляет собой стальной цилиндрический палец, неподвижно устанавливаемый в балке. Для его фиксации от поворота и осевого смещения обычно используются клиновые болты *6*. Вертикальные нагрузки воспринимаются опорными подшипниками *7*. В конструкции, показанной на *рис. 9.1*, применяются подшипники скольжения, но существуют и шкворневые узлы, в которых в качестве опорных используются подшипники качения. Подшипник скольжения обычно состоит из стального опорного кольца и бронзовой графитизированной шайбы. Для регулировки зазора между верхним торцом бобышки балки и поворотным кулаком устанавливают регулировочные прокладки *8*.

В изображенной на *рис. 9.1* конструкции поворот кулака относительно шкворня обеспечивается подшипниками скольжения, образованными поверхностью шкворня и запрессованными в отверстия проушин поворотного кулака бронзовыми втулками *9*. Такая конструкция требует частого периодического смазывания. Иногда вместо

подшипников скольжения используются подшипники качения (из-за ограниченности пространства применяются игольчатые подшипники). Периодичность технического обслуживания узла при этом увеличивается, но такая конструкция требует применения эффективного уплотнения.

Для обеспечения стабилизации управляемых колес оси шкворней наклонены в продольной и поперечной плоскостях.

9.4.2. Ведущий мост

Поскольку к колесам ведущего моста должен подводиться крутящий момент, функции балки, как силового элемента конструкции, могут быть расширены. Так, наиболее распространенной является конструкция ведущего моста, в которой балка выполняет одновременно функции картера (внутри балки располагаются главная передача, дифференциал и привод ведущих колес). Схемы неразрезных ведущих мостов показаны на *рис. 9.2.* Состоящая из ведущей *1* и ведомой *2* шестерен главная передача располагается в средней части балки *3.* Крутящий момент от нее через межколесный дифференциал *4* передается на валы привода ведущих колес *5.* Эти валы обычно называют неправильным с точки зрения механики, но давно употребляемым термином «полуоси», а шестерни дифференциала, с которыми они соединяются посредством шлицев, – полуосевыми.

Полуоси являются весьма ответственными деталями моста, надежность которых, кроме всего прочего, влияет на безопасность движения. В случае поломки полуоси возникают большие затруд-

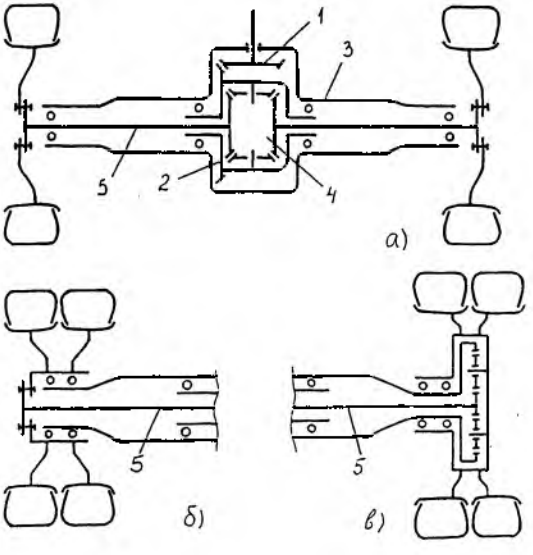


Рис. 9.2. Конструктивные схемы ведущих мостов

нения с ее извлечением из моста. Как показано на *рис. 9.2*, внутренней своей частью полуось связана с межколесным дифференциалом. Способ установки полуосей в балке влияет на их нагруженность. Полуоси, называемые полуразгруженными, применены в схеме, показанной на *рис. 9.2 а*. Внешней своей частью такая полуось опирается на подшипник, установленный в балке моста. Полуось не только передает крутящий момент, но и воспринимает все силы, возникающие в контакте колес с дорогой, и изгибающие моменты, создаваемые этими силами. Термин «полуразгруженная» определяется тем, что через подшипник силы, действующие на полуось, передаются на балку моста, то есть сама полуось в определенной степени разгружается. При большой массе автомобиля нагрузки, действующие на полуразгруженную полуось, могут быть весьма большими, поэтому такие полуоси применяются, как правило, только в легковых автомобилях.

На грузовых автомобилях используют разгруженные полуоси (*рис. 9.2 б*). Теоретически такая полуось передает только крутящий момент, тогда как прочие силовые факторы, действующие на колеса, передаются на балку моста широко разнесенными радиально-упорными подшипниками ступицы колеса. Практически, однако, разгруженная полуось все же испытывает некоторые напряжения изгиба, что объясняется погрешностями изготовления и упругими деформациями балки моста.

При наличии в составе моста разнесенной главной передачи полуось связывает межколесный дифференциал с колесным редуктором (*рис. 9.2 в*). Поскольку непосредственной связи с колесами такие полуоси не имеют, они всегда являются разгруженными.

Мосты с разгруженными полуосями более сложны, материалоемки, требуют регулировки подшипников колес, однако требуемая надежность конструкции автомобиля достаточно большой массы может быть обеспечена только при условии применения таких полуосей, кроме того, в случае их поломки автомобиль можно буксировать.

Балки мостов, показанных на схемах *рис. 9.2*, бывают трех конструктивных разновидностей:

— разъемная балка;
— цельная балка;
— балка типа «банджо» (название порождено некоторым внешним сходством ее средней части с известным музыкальным инструментом).

Общий вид разъемной балки изображен на *рис. 9.3 а*. Она состоит из двух половин, соединяемых болтами. Кожухи приводных валов, называемые полуосевыми чулками, запрессованы в литые средние части балки и дополнительно соединены с ними обычно посредством заклепок или электрозаклепок. Средняя часть балки образует картер главной передачи с соответствующими гнездами под подшипники.

Обычно эта часть конструкции изготавливается из чугуна или стали, иногда для уменьшения массы ее делают из легких сплавов, например алюминиевых. В этом случае в места опор подшипников в процессе изготовления отливки устанавливаются стальные кольца.

Конструкцию разъемной балки следует считать устаревшей. Из-за наличия поперечного стыка она имеет не очень высокую жесткость, кроме того, велика вероятность появления течи масла через стык, нагруженный изгибающими моментами. При такой конструкции балки весьма трудоемкими являются операции регулировки зацепления шестерен и предварительного натяга подшипников главной передачи. При необходимости ремонта главной передачи ее разборка возможна только после демонтажа моста с автомобиля.

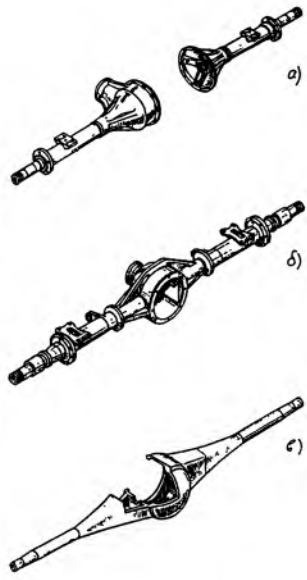


Рис. 9.3. Разновидности балок ведущих мостов
а — разъемная; *б* — цельная; *в* — «банджо»

В отличие от разъемной, средняя часть цельной балки выполнена в виде одной детали (*рис. 9.3 б*). Полуосевые чулки, так же как в предыдущей конструкции, представляют собой стальные трубы, которые запрессовываются в среднюю литую часть балки. Детали размещенной внутри балки главной передачи при сборке устанавливаются через съемную заднюю крышку. При снятии этой крышки даже без демонтажа моста с автомобиля возможен доступ, например с целью осмотра, к деталям главной передачи, однако, поскольку монтажно-демонтажные и регулировочные работы требуют применения специального инструмента, проводить их без снятия моста с автомобиля весьма затруднительно.

При использовании балки типа «банджо» (*рис. 9.3 в*) главная передача монтируется в картере, связанном с балкой через фланцевое соединение, и в сборе, без нарушения каких-либо регулировок, устанавливается в балку и демонтируется из нее, причем балка при этом может остаться на автомобиле. Плоскость разъема балки и картера главной передачи может быть вертикальной (*рис. 9.4*) или горизонтальной.

Балка типа «банджо» может быть штампованной из стали сварной или литой чугунной конструкцией. Типичная конструкция штампованной балки ведущего моста грузового автомобиля показана на *рис. 9.4*. Центральная ее часть состоит из двух штампованных половин *7*, между которыми вваривают вкладки *8*. Приваренное спереди усилительное кольцо *14* имеет ряд выштамповок *Б* для обеспечения

монтажных зазоров при сборке моста и десять сквозных резьбовых отверстий для болтов крепления картера главной передачи. К верхней части балки привариваются стальные подушки *6*, через которые балка будет контактировать с рессорами. К средней части балки с двух сторон встык привариваются цапфы *5* с напрессованными на них стальными фланцами *4*, к которым будут крепиться опорные щиты тормозных механизмов. Ближе к наружным частям балки на цапфы напрессовываются кольца *3*. Они имеют чисто обработанную наружную поверхность, по которой будет работать уплотнительный сальник ступицы колеса, и большую фаску на внутреннем диаметре, что позволяет за счет увеличения переходного радиуса галтели уменьшить концентрацию напряжений в материале балки на участке, расположенном под кольцом. На шлифованные шейки *1* и *2* устанавливаются подшипники ступиц колес. Кронштейны *9* и *10* предназначены для крепления деталей тормозной системы автомобиля, а отверстие *11* – для установки сапуна, поддерживающего связь внутренней полости балки с атмосферой. Заливное отверстие *12* в задней крышке *13* и сливное отверстие *15* в самой нижней части балки закрываются пробками с конической резьбой.

Штампованные балки отличаются от литых меньшей массой и лучшей технологичностью. Однако для очень тяжелых автомобилей изготовить штампованную балку моста затруднительно (слишком большая толщина листа порождает технологические сложности), кроме того, изгибная жесткость ее может быть недостаточной, поэтому балки изготовляют литьем, а для повышения жесткости внутри балки делают ребра, которые используются в качестве опор для усиливающих труб.

Конструкция балок ведущих мостов напрямую связана с особенностями трансмиссии автомобиля. Эти особенности определяются конструкцией главных передач (центральная или разнесенная) и схемой привода ведущих мостов. Если схемой трансмиссии предусмотрена последовательная передача крутящего момента к заднему ведущему мосту через средний, то последний делается проходным,

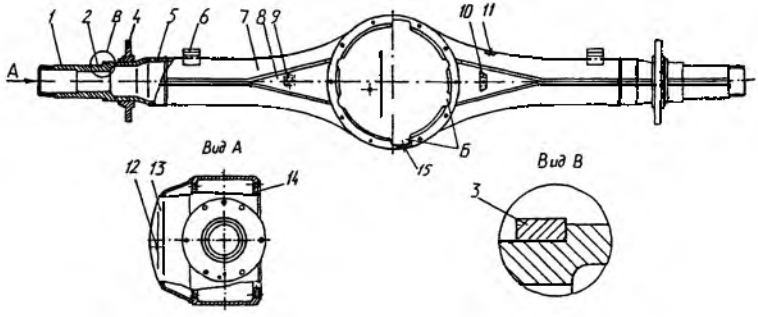


Рис. 9.4. Конструкция штампованно-сварной балки типа «банджо»

при этом бездифференциальная связь среднего и заднего мостов допустима только для автомобилей повышенной проходимости, основное время эксплуатирующихся на грунтовых дорогах. Для автомобилей ограниченной проходимости, имеющих колесную формулу 6×4, применение межосевого дифференциала, не допускающего возникновения циркуляции мощности, является практически обязательным. Наиболее разумным с точки зрения компоновки местом установки межосевого дифференциала является средний мост, хотя это и приводит к некоторому повышению его массы. Межосевой дифференциал делают блокируемым.

Среди требований, предъявляемых к мостам, упоминались их минимальные вертикальные габариты. Особую проблему в этом смысле порождает необходимость снижения уровня пола на автобусах. Наряду с особенностями размещения двигателя конструкция ведущего моста оказывает непосредственное влияние на высоту уровня пола в салоне. На *рис. 9.5* представлены разновидности компоновочных схем автобусных ведущих мостов. На схеме *9.5 а* показан

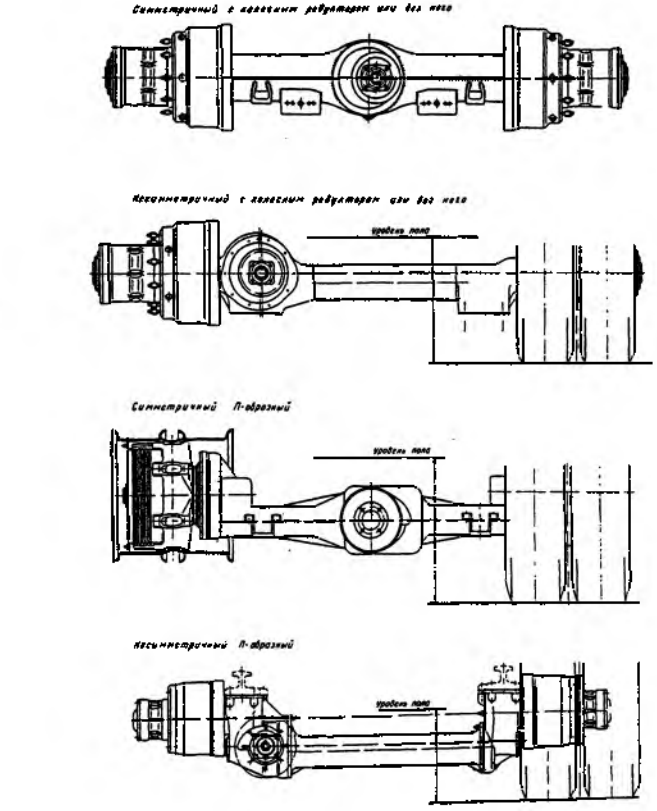


Рис. 9.5. Компоновочные схемы мостов автобусов

симметричный мост, при котором высота уровня пола получается наибольшей. Показанный на схеме *9.5 б* мост со смещенной главной передачей позволяет незначительно понизить уровень пола в проходе между сиденьями за счет того, что вертикальное сечение моста по кожухам полуосей имеет меньшие габариты, чем вертикальное сечение картера главной передачи. Уровень пола в схеме, показанной на рис. *9.5 в*, примерно такой же, как в предыдущем случае, но достигается этот результат за счет использования несоосного колесного редуктора. Наилучший эффект может быть получен комбинацией обоих конструктивных решений, показанной на *рис. 9.5 г*

Стремление уменьшить массу неподрессоренных частей конструкции привело к появлению разрезных мостов. На *рис. 9.6* изображен разрезной мост грузового автомобиля и его конструктивная

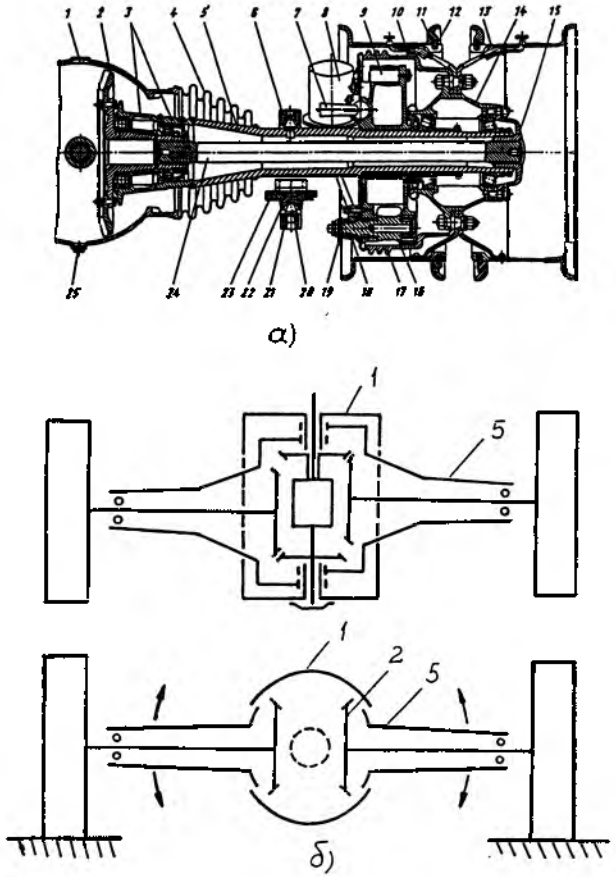


Рис. 9.6. Разрезной мост грузового автомобиля (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

схема. В такой шарнирной конструкции балка образована картером главной передачи и кожухами приводных валов, которые могут качаться относительно него в вертикальной плоскости. Средняя часть балки *1*, являющаяся картером главной передачи, закреплена на несущей системе автомобиля и соответственно относится к подрессоренным частям конструкции. Приводные валы колес *24*, через фланцы *15* передающие момент на ступицы колес *14*, размещены в кожухах (полуосевых рукавах) *5*, оси которых при любом относительном перемещении деталей пересекаются с осью ведущей шестерни главной передачи. Такая кинематика обеспечивается креплением кожухов посредством специальных держателей *3*, передающих поперечные силы от качающихся кожухов на неподвижную часть моста. Продольные и вертикальные нагрузки передаются на несущую систему через рессоры *23* подвески, связанные с качающимися полуосевыми рукавами с помощью стремянок *21*, закрепленных на специальных опорах *6*. Приводные валы *24* посредством шлицев связаны с ведомыми коническими шестернями *2* главной передачи, зацепляющимися каждая со своей ведущей конической шестерней. Межколесный дифференциал установлен между этими шестернями. Чехол *4* предотвращает вытекание масла из главной передачи.

Еще большее снижение массы неподрессоренных частей может быть достигнуто применением конструкции, называемой мостом типа «Де-Дион». У такого моста балка избавлена от функций картера и не имеет отношения к трансмиссии. В изображенной на *рис. 9.7* конструкции главная передача *2* закреплена на несущей системе и соединяется с колесами посредством карданных передач *3*. Муфты *4* позволяют в соответствии с кинематикой подвески изменять длину приводных валов. Балка *1* представляет собой изогнутую трубу, несущую на концах кронштейны *5* с подшипниковыми узлами ведущих колес. Обычно мосты такого типа используют на легковых автомобилях, причем подвеска колес может быть различной.

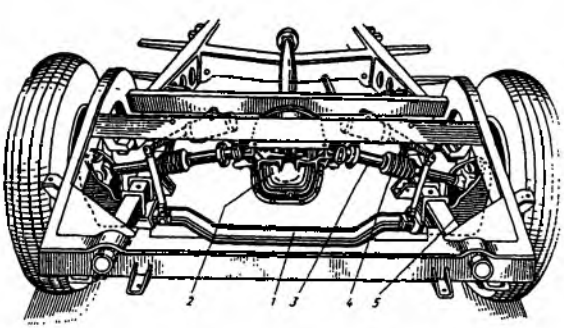


Рис. 9.7. Мост «Де-Дион»

9.4.3. Комбинированный мост

Комбинированный мост чаще всего является передним, хотя в многоосных автомобилях он может быть и промежуточным и задним. Как правило, комбинированный мост несимметричен, что делается для обеспечения необходимого зазора между силовым агрегатом и мостом или карданной передачей, передающей крутящий момент от раздаточной коробки.

Балка комбинированного моста из-за наличия шарниров в приводе управляемых колес имеет более сложную конструкцию, особенно в части шкворневого узла. Один из вариантов такой конструкции изображен на *рис. 9.8*. Поскольку ось вала, подводящего к колесу крутящий момент, должна пересекаться с осью шкворня, последний в качестве отдельной детали не существует, а представлен в виде двух соосных коротких шипов *3*, установленных в расположенных по краям балки шаровых опорах *7* поворотного устройства. Расположение шипов создает необходимые для обеспечения стабилизации управляемых колес углы наклона оси поворота колеса в поперечной и продольной плоскостях.

Поворотный кулак *9* является сборной конструкцией и устанавливается на шипах шаровой опоры (в данной конструкции с помощью роликовых конических подшипников). Поскольку эти подшипники воспринимают все действующие на мост вертикальные нагрузки, для предотвращения их раскрытия должен быть создан некоторый предварительный натяг. Регулировка его обеспечивается посредством установленных между их наружными кольцами и крыш-

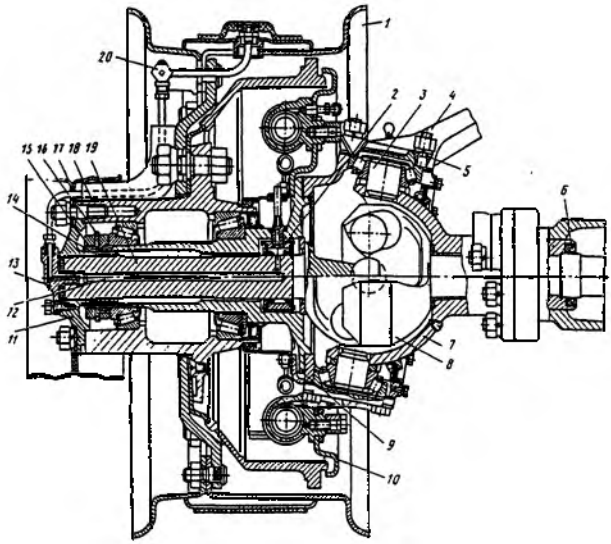


Рис. 9.8. Фрагмент комбинированного моста

ками прокладок. Этими же прокладками обеспечивается центрирование деталей поворотного устройства, при нарушении которого возникнут дополнительные динамические нагрузки в приводных валах и карданных шарнирах.

Крутящий момент через шарнир равных угловых скоростей *8* передается на вал колеса *19*, на наружном конце которого выполнены шлицы для установки ведущего фланца *11*, посредством которого момент подводится к ступице *18* колеса. Шарнир равных угловых скоростей изолирован от полости главной передачи сальником *6*, поскольку для смазывания этих узлов трансмиссии используются разные эксплуатационные материалы (главная передача смазывается трансмиссионным маслом, а шарнир – пластичной смазкой). Изменение плоскости вращения колеса *1* обеспечивается входящим в состав рулевого управления рычагом поворотного кулака *4*. Отличием изображенной конструкции моста является наличие системы подкачки воздуха в шины, для чего в вале колеса делают канал *12*, а в поворотном кулаке устанавливается специальный блок сальников *2*.

Особенностью комбинированного моста, наружная часть которого показана на *рис. 9.9*, является наличие колесного редуктора *21* с внутренним зацеплением шестерен, применение которого позволяет увеличить дорожный просвет. К средней части балки *26* моста, так же как в предыдущей конструкции, болтами крепится шаровая опора *2* с запрессованными в нее втулками *9*. С помощью двух шипов *6* на шаровой опоре установлен корпус поворотного кулака *8*, к которому крепится картер колесного редуктора, на котором, в свою очередь, установлена цапфа поворотного кулака *18*.

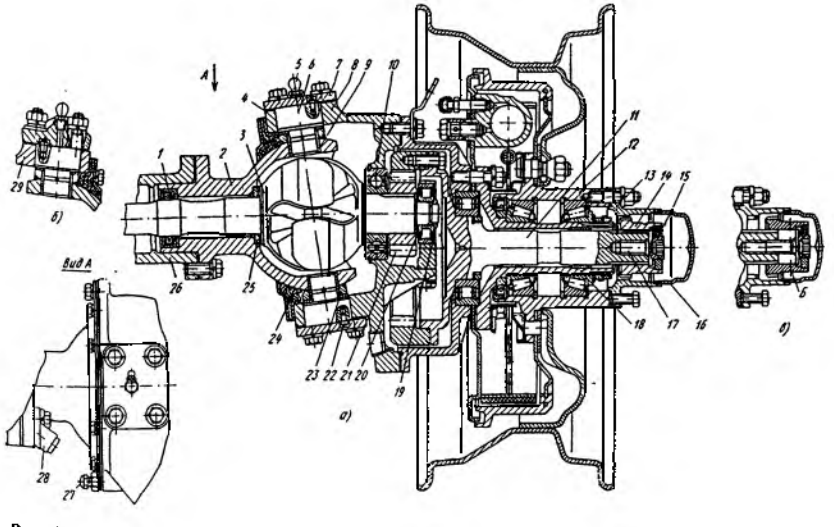


Рис. 9.9. Фрагмент комбинированного моста с колесным редуктором

В отличие от конструкции, приведенной на *рис. 9.8*, в шкворневом узле используются подшипники скольжения. Однако, так же как и в предыдущем случае, для устранения возможного относительного перемещения корпуса *8* и шаровой опоры *2* вдоль оси поворота колеса шипы *6* установлены с предварительным натягом (от поворота они застопорены штифтами *22*). Регулировка предварительного натяга обеспечивается прокладками *4*. Для предохранения внутренней полости от загрязнения между корпусом поворотного кулака и шаровой опорой установлен сальник *24*, состоящий из внутренней обоймы, резиновой манжеты с пружиной, кольца-перегородки и наружной обоймы. Для предотвращения перетекания смазки из картера главной передачи установлен сальник *1*. Полости карданного шарнира и колесного редуктора изолированы закрытым с одной стороны подшипником *10*.

Для центрирования шарнира равных угловых скоростей в центральное отверстие шаровой опоры установлена шайба *25*, внешнюю вилку шарнира удерживает в осевом направлении подшипник *10*. В других конструкциях эти функции могут выполняться втулками из антифрикционного материала или подшипниками качения (шариковыми, роликовыми или игольчатыми).

При эксплуатации автомобилей с блокированным приводом мостов для исключения возникновения эффекта циркуляции мощности на дорогах с твердым покрытием передний мост отключают. При этом все его валы, шестерни и шарниры продолжают вращаться. Для уменьшения износа сальников и экономии топлива в конструкции, приведенной на *рис. 9.9*, предусмотрено устройство отключения ступиц передних колес. Для этой цели на конце вала *11* устанавливается шлицевая муфта *14*, связанная в осевом направлении с болтом *17*. Фиксирующий шарик *15* с пружиной удерживает болт от самопроизвольного вращения. Наружными шлицами муфта соединяется с внутренними шлицами ведущего фланца *13*. Для отключения передних колес достаточно снять защитный колпак *16* и, вывертывая болт *17* из отверстия вала *11*, установить муфту в положение, когда сигнальная кольцевая канавка Б на ее поверхности расположится в одной плоскости с торцом фланца. Болт *27* и упор *28* ограничивают предельный угол поворота колеса с целью повышения долговечности шарнира равных угловых скоростей.

Часть балки моста, в которой расположена главная передача, имеет обычно такую же конструкцию, как у ведущих неуправляемых мостов. Иногда применяются другие конструктивные решения. Оригинальная конструкция комбинированного моста изображена на *рис. 9.10*. Она интересна уже тем, что бортовые редукторы *3* и *6* расположены до карданных шарниров (поскольку на выходе из колесного редуктора крутящий момент повышается, обычно для

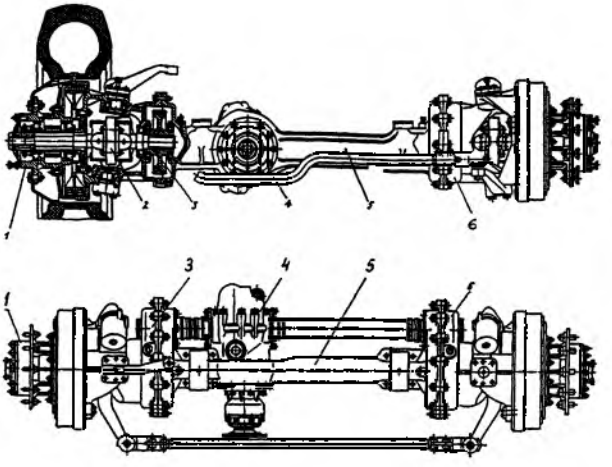


Рис. 9.10. Комбинированный мост с кованой балкой

снижения нагрузок в карданных шарнирах редуктор располагается после них). Центральный редуктор *4* главной передачи монтируется в отдельном картере, который устанавливается в окне кованой балки *5* моста таким образом, что впереди балки располагаются полуоси, а сзади размещается фланец шарнира карданной передачи. Балка включает в себя картеры бортовых редукторов, прикрепленные к краям ее средней части. Полуоси, передающие крутящий момент от центрального редуктора к бортовым, защищены трубчатыми кожухами с резиновыми муфтами, закрепленными специальными зажимами. От бортовых передач к ступице ведущих колес *1* крутящий момент передается через карданный шарнир равных угловых скоростей *2*. В целом такая конструкция, хотя и позволяет обеспечить высокую жесткость моста, весьма сложна и применяется очень редко.

В представленных выше конструкциях комбинированных мостов крутящий момент подводится к ведущим колесам с помощью карданных шарниров. Однако есть примеры того, как можно выполнить эту задачу без использования карданных шарниров. На *рис. 9.11* приведены чертеж и схема такой конструкции. Идущий от центрального редуктора главной передачи крутящий момент полуосью *5* передается на ведущую коническую шестерню *6*, имеющую круговые зубья и находящуюся в зацеплении с верхней шестерней *4* колесной передачи. Эта шестерня жестко закреплена на валу, через который крутящий момент передается на нижнюю шестерню *7*, находящуюся в зацеплении с ведомой шестерней *1* (эта коническая передача тоже имеет круговые зубья). Шестерня *1* непосредственно связана со ступицей колеса *3*, установленной посредством подшипников на цапфе *2* поворотного кулака. Ось вращения промежуточных

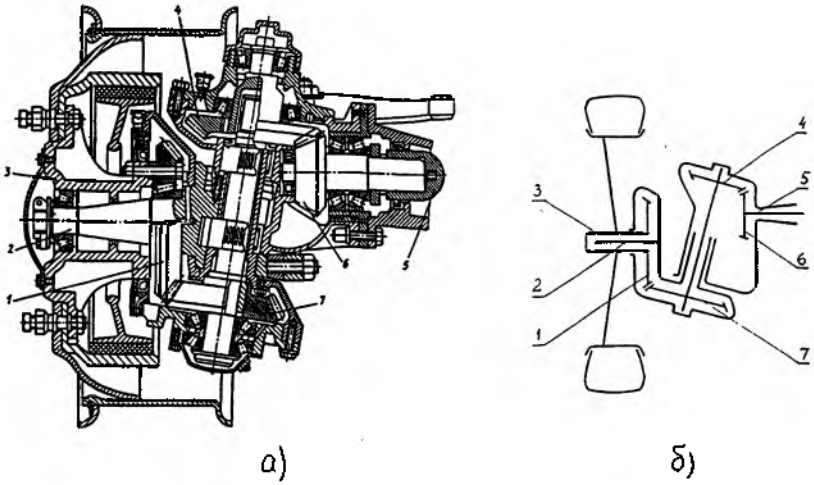


Рис. 9.11. Комбинированный мост без карданных шарниров (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

конических шестерен *4* и *7* является одновременно осью поворота колесной передачи при повороте колес, в связи с чем необходимость в карданных шарнирах отсутствует.

9.4.4. Поддерживающий мост

Поддерживающий мост часто используется на переднеприводных легковых автомобилях и прицепах. В простейшем случае он представляет собой прямую балку, по концам которой на подшипниках установлены колеса. Такая схема представлена на *рис. 9.12.*

В автомобилях с колесной формулой 6×2 задний поддерживающий мост часто делают подъемным. При движении с грузом вес автомобиля воспринимается всеми шестью колесами, и осевая нагрузка не превышает допустимой. При движении автомобиля в порожнем состоянии при поднятом заднем мосте исключаются потери на качение колес (и их подшипников), что позволяет снизить расход топлива.

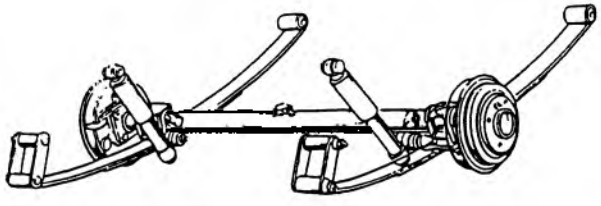


Рис. 9.12. Поддерживающий мост

Глава 10. ПОДВЕСКИ

10.1. Назначение подвесок и их структурные элементы

Подвеска осуществляет упругую связь несущей системы автомобиля с его колесами (или мостами) и при этом:

а) уменьшает динамические нагрузки, действующие на автомобиль, пассажиров и грузы;

б) передает силы и моменты, возникающие от внешних воздействий, как на колеса, так и на кузов;

в) гасит вертикальные и им сопутствующие колебания колес, вертикальные и угловые колебания кузова автомобиля.

Подвеска автомобиля включает в себя упругие элементы, направляющие устройства, гасители колебаний и стабилизаторы поперечной устойчивости.

Упругие элементы смягчают толчки, снижают вертикальные ускорения и динамические нагрузки, передаваемые на несущую систему при движении автомобиля, что улучшает плавность его хода. Направляющее устройство определяет кинематику движения колес и передает на кузов (раму) продольные и боковые реакции дороги, тяговый и тормозной реактивные моменты (если картер главной передачи и опорные элементы тормозного механизма закреплены на этом направляющем устройстве) и в ряде случаев поворачивающий и опрокидывающий моменты колеса от нормальной, продольной и боковой реакций дороги. Гаситель колебаний чаще всего представляет собой отдельное устройство – амортизатор, который гасит взаимные колебания кузова и колес автомобиля; частично эти колебания гасит трение в шарнирах подвески. Для уменьшения поперечного крена кузова автомобиля под действием боковых сил (на повороте, при поперечном уклоне дороги и боковом ветре) в подвеску часто вводится дополнительный упругий элемент – стабилизатор, существенно влияющий на характеристики управляемости автомобиля.

10.2. Требования к подвескам

К подвескам предъявляют следующие основные требования:

1. *Благоприятная характеристика жесткости.* Характеристика жесткости подвески представляет собой зависимость между нор-

мальной (перпендикулярной опорной поверхности) нагрузкой на колесо и деформацией (прогибом) подвески, измеренной как нормальное перемещение центра колеса относительно кузова. Возможный вид этой характеристики показан на *рис. 10.1 а*. Петлеобразность характеристики объясняется наличием трения в подвеске.

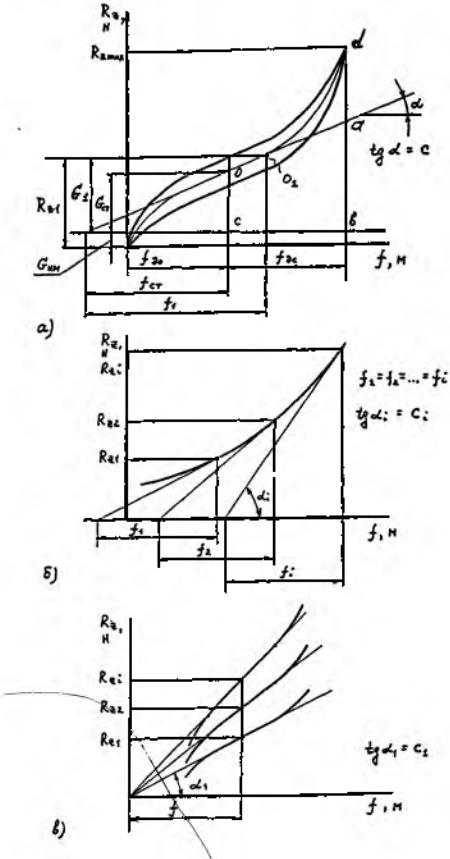


Рис. 10.1. Характеристики жесткости подвесок:
а — прогрессивно-регрессивная с развитой линейной зоной; *б* — прогрессивная; *в* — регулируемая по постоянству прогиба.

При постоянной жесткости подвески ее деформация, соответствующая статической нормальной нагрузке на колесо $G_{ст}$ называется статическим прогибом $f_{ст}$ Статическая нормальная нагрузка на колесо равна нормальной реакции дороги за вычетом веса неподрессоренных частей конструкции ($G_{нм}$ на *рис. 10.1 а*), связанных с этим колесом.

Динамический ход сжатия подвески $f_{дс}$ измеряется перемещением колеса от статического положения вверх до упора в ограничитель. Аналогично, но уже при перемещении колеса вниз, определяется ход отбоя подвески $f_{до}$.

Частота собственных нормальных колебаний является одним из наиболее значимых оценочных показателей комфортабельности автомобиля и, наряду с амплитудой колебаний, определяет другие ее показатели, как, например, максимальную скорость и ускорение вертикального перемещения кузова и т.д. Физиологически наиболее привычными для человека являются колебания с частотой, свойственной нормальной ходьбе, то есть 1–1,25 Гц.

Известно, что частота собственных колебаний тела зависит от его массы и жесткости конструкции, на которую оно опирается. При этом величина жесткости подвески равна тангенсу угла наклона касательной к кривой жесткостной характеристики в заданной точке (см. *рис. 10.1*). В общем случае эта характеристика может быть нелинейной, поэтому статический прогиб, определяемый проекцией на ось f отрезка касательной к жесткостной характеристике от

точки касания до пересечения с этой осью, не всегда равен действительной деформации подвески.

При линейной жесткостной характеристике подвески ее статический прогиб изменяется прямо пропорционально нагрузке (f_1 при G_1 на *рис. 10.1 а*). Изменение нагрузки зависит от типа автомобиля и может быть значительным. Так, если для легкового автомобиля относительное изменение нагрузки на заднюю подвеску составляет 1,1–1,3, то для грузовых автомобилей оно может доходить до 3–4. Таким образом, частота собственных колебаний, имеющая благоприятные значения при полной нагрузке автомобиля, будет повышаться по мере его разгрузки и может достичь дискомфортной области.

Для устранения этого недостатка необходима нелинейная характеристика жесткости подвески, при которой статический прогиб остается практически постоянным при любой нагрузке. Такая характеристика показана на *рис. 10.1 б*.

Другой путь достижения постоянства частоты собственных колебаний состоит в использовании упругого элемента с регулируемой в зависимости от нагрузки жесткостью при постоянстве его статического прогиба. В этом случае, как показано на *рис. 10.1 в*, характеристика жесткости подвески представляется семейством кривых.

Практическая реализация таких нелинейных жесткостных характеристик подвесок возможна, однако используемые при этом упругие элементы достаточно дороги и сложны, что ограничивает область их применения. Наиболее распространенные в массовом производстве упругие элементы имеют практически линейную жесткостную характеристику, которую приходится корректировать.

Корректировка исходной линейной жесткостной характеристики подвески также необходима по соображениям повышения энергоемкости подвески при динамических прогибах. На *рис. 10.1 а* площадь трапеции *OABC* соответствует приросту потенциальной энергии подвески с постоянной жесткостью за ее динамический ход и характеризует ее энергоемкость. При больших статических прогибах (низкой жесткости) подвески, обеспечивающих благоприятную частоту собственных колебаний 1–1,25 Гц, и линейной жесткостной характеристике энергоемкость подвески оказывается недостаточной. Это приводит к частым пробоям подвески, то есть ударам в ограничитель хода сжатия. Для увеличения энергоемкости надо либо иметь большой динамический ход подвески, что неприемлемо по компоновочным и некоторым другим соображениям, либо увеличивать жесткость пропорционально динамическому прогибу подвески.

В последнем случае характеристика жесткости подбирается такой, что колебания подвески с малой амплитудой, чаще всего возникающие при обычной езде, происходят на линейном участке

жесткостной характеристики, чем обеспечивается достаточная плавность движения. При больших же динамических прогибах (из-за сильных дорожных толчков и т.п.), благодаря прогрессивно нарастающей жесткости, подвеска имеет высокую энергоемкость, что снижает вероятность ее пробоев (см. площадь фигуры *ODBC* на *рис. 10.1 а*).

Корректировка жесткостной характеристики обычно выполняется за счет дополнительных упругих элементов, в качестве которых часто применяют специально подобранной формы резиновые буфера-ограничители.

Аналогичные требования предъявляются и к динамическому ходу отбоя подвески, что отражается в соответствующей части ее жесткостной характеристики (*рис. 10.1 а*).

2. *Благоприятная кинематика.* Работа направляющего устройства подвески при вертикальных перемещениях, крене либо галопировании (продольные угловые колебания) кузова автомобиля вызывает не только вертикальные перемещения колес, но также боковые и угловые, причем как относительно дороги, так и относительно кузова. Поскольку, перемещаясь, колеса находятся под воздействием реакций дороги, которые могут либо препятствовать, либо способствовать этим перемещениям, то такая работа направляющего устройства подвески влияет также и на перемещение кузова.

Известно, что даже при прямолинейном движении автомобиля по усовершенствованным дорогам с ровным покрытием происходят непрерывные колебания кузова. Если при этом колеса автомобиля, наряду с вертикальными, будут иметь и боковые перемещения, то это приведет к изменению колеи, повышенному сопротивлению качению и дополнительному изнашиванию шин. Кроме того, может возникнуть самопроизвольное отклонение автомобиля от заданного направления движения. Если же при вертикальных перемещениях колеса наклоняются, то возникают гироскопические моменты, которые могут периодически поворачивать управляемые колеса, что вызовет курсовые колебания автомобиля (*рис. 10.42* иллюстрирует это явление).

При движении на повороте и соответствующем крене кузова автомобиля возникают различные по величине и направлению прогибы правых и левых подвесок, вследствие чего колеса по собственному закону несимметрично перемещаются в поперечном направлении, а также изменяют плоскость их вращения. Каждое из этих возможных перемещений может быть использовано для улучшения показателей управляемости автомобиля, но и приводит к ее ухудшению в случае неправильного выбора кинематики подвески.

Особое внимание уделяется согласованию кинематик подвески и рулевого привода (см. гл. 13). В противном случае, то есть при их несогласованности, работа подвески вызывает самопроизвольные повороты (колебания) управляемых колес, нарушающие курсовую

устойчивость автомобиля и приводящие к дополнительному изнашиванию шин.

Кинематика подвесок ведущих колес должна также обеспечивать благоприятные условия для работы карданной передачи и приводных валов колес, а именно: не вызывать появления чрезмерных углов в карданных шарнирах и больших изменений длины вала.

Большой крен кузова автомобиля под действием боковых сил имеет несколько неприятных следствий, а именно:

- возникают неприятные ощущения у водителя и пассажиров;
- увеличивается перераспределение нормальных реакций на колесах, что, в свою очередь, может неблагоприятно отразиться на управляемости автомобиля;
- появляется боковое смещение центра масс, увеличивающее вероятность опрокидывания.

Кроме того, при быстрых поворотах руля большое изменение угла крена сопровождается значительными инерционными моментами, действующими на кузов в поперечной плоскости и способствующими опрокидыванию автомобиля.

С другой стороны, крен не должен быть меньше некоторой величины, вызывающей у водителя чувство опасности опрокидывания.

Угол крена кузова под действием боковой силы определяется величиной плеча приложения этой силы и суммарной угловой жесткостью передней и задней подвесок. Плечо приложения боковой составляющей центробежной силы инерции, возникающей на повороте, равно расстоянию от оси крена, проходящей через центры крена передней и задней подвесок, до центра масс подрессоренных частей конструкции (*рис. 10.2*). Под центром крена понимается мгновенный центр качания подвески. Опрокидывающий момент боковой силы уравновешивается восстанавливающим упругим моментом подвески. Очевидно, что высота центра крена подвески определяется кинематикой ее направляющего устройства, а упругое сопротивление подвески крену определяется ее жесткостной характеристикой и может быть увеличено при помощи дополнительного упругого элемента, работающего только при крене и называемого стабилизатором поперечной устойчивости.

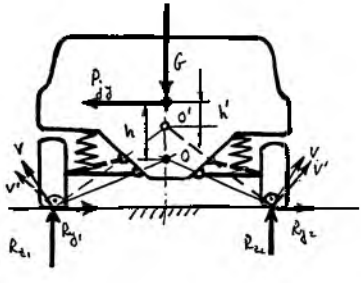


Рис. 10.2. Определение центра крена *O* простейшей подвески
h, *h*^{1} - плечо крена; - - - вариант установки; *V*, *V*^{1} - скорость центра отпечатка при качании колеса.

Подобные явления происходят и при действии на кузов продольных сил, особенно в процессе интенсивного торможения или разгона автомобиля, когда также возникают значительные инерци-

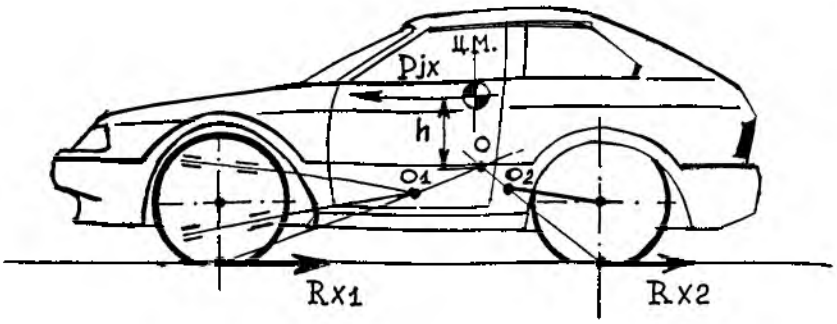


Рис. 10.3. Схема подвесок с противоклевковым эффектом

онные силы. В этих случаях может происходить продольный крен кузова или его вертикальное перемещение, что неблагоприятно воздействует на пассажиров и водителя. Кинематика подвески может оказывать влияние на продольный наклон кузова, в этом случае говорят об «антиклевковом эффекте» подвески, то есть о ее способности противодействовать «клевку» кузова при торможении и разгоне автомобиля.

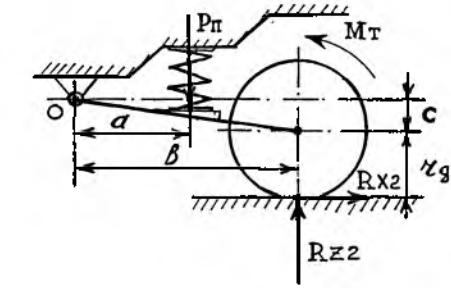


Рис. 10.4. Схема противоклевкового действия задней подвески, имеющей центр продольного крена *O*, при торможении колесным тормозом

Способы создания «антиклевкового эффекта» за счет направляющего устройства подвесок могут быть различны. Если главная передача и тормозные механизмы крепятся на направляющем устройстве подвески, то реактивные моменты при разгоне и торможении (см. момент $M_т$ на *рис. 10.4*) передаются через направляющее устройство подвески. В таком случае наиболее эффективным способом получения «антиклевкового эффекта» является применение подвесок, имеющих приближенные к колесам центры продольного крена (O_1 и O_2 на *рис. 10.3*). Если центр O_1 расположен позади передней оси, а центр O_2 — перед задней осью, то при торможении под действием реактивных моментов, действующих на опорные элементы колесных тормозов, происходит отжатие вверх передней части кузова и притягивание вниз задней его части. Для объяснения этого эффекта кинематическую схему подвески, имеющей центр продольного качания, можно условно заменить на эквивалентную с одним продольным рычагом, ось которого совпадает с этим центром качания. При показанном на *рис. 10.4* расположении рычага с ростом момента $M_т$, приложенного к рычагу подвески со стороны тормозного механизма, сила, действующая на упругий эле-

мент $P_п$, увеличивается, и дополнительная деформация пружины уменьшает поднятие задней части автомобиля. Эффект тем больше, чем меньше расстояние от центра крена до соответствующей оси.

Если же главная передача и тормозные механизмы крепятся на несущей системе автомобиля, то реактивные моменты не воздействуют на направляющее устройство подвески. В таких случаях используются иные способы создания «антиклевкового эффекта». Так, при направляющем устройстве на поперечных рычагах с параллельными осями качания, для которых центр крена бесконечно удален, эффективное противодействие наклону кузова может быть достигнуто за счет наклона обоих поперечных рычагов в продольной плоскости в одну сторону. Как видно из схемы, приведенной на *рис. 10.5*, тормозная сила F, приложенная к стойке передней подвески в точке O_1, являющейся проекцией на эту стойку центра колеса, вызывает на концах рычагов силы, вертикальные составляющие которых стремятся наклонить эти рычаги вниз. Таким образом, уменьшается деформация упругого элемента подвески и соответствующее опускание передней части автомобиля.

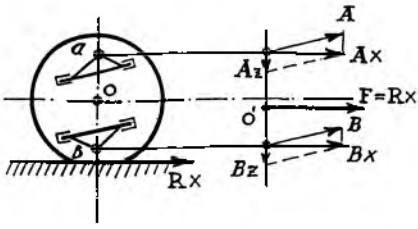


Рис. 10.5. Схема противоклевкового действия передней подвески с параллельными рычагами при торможении трансмиссионным тормозом.

Однако основной причиной продольного наклона кузова автомобиля при разгоне и торможении служит момент продольных сил инерции, плечо которых определяется расстоянием h по вертикали от центра масс кузова автомобиля до центра продольного крена кузова O (*рис. 10.3*). Уменьшая плечо h, то есть путем конструктивных мероприятий приближая центр O к центру масс кузова, можно существенно уменьшить продольный наклон автомобиля.

3. *Необходимые характеристики демпфирования.* Гашение колебаний колес и кузова автомобиля, возникших в результате воздействия главным образом, дорожных неровностей, может происходить вследствие трения в некоторых типах упругих элементов и в шарнирах направляющего устройства подвески. Однако трение в этих элементах обычно невелико и нестабильно, а закон его изменения не оптимален. Кроме того, повышенное трение в названных узлах привело бы к их быстрому изнашиванию, старению резины и т.п. Поэтому трение в упругих элементах, направляющих устройствах стремятся свести до минимума и оборудовать подвески отдельными гасящими элементами — амортизаторами, работающими по принципу дросселирования потока жидкости. Характеристики гидравлических амортизаторов достаточно стабильны и при правильном их подборе позволяют удовлетворить целому ряду требований плавности хода и управляемости автомобиля.

4. *Минимальная величина неподрессоренных частей.* К неподрессоренным частям автомобиля относятся шины и колеса, колесные тормоза, поворотные кулаки, стойки подвески, мосты (при зависимых подвесках) и т.п. Детали подвески, карданных передач и т.д., которые крепятся одним концом к подрессоренным, а другим — к неподрессоренным частям, делятся между этими частями в определенном соотношении.

Оценивая взаимодействие подрессоренных и неподрессоренных частей конструкции, следует представить себе автомобиль в виде колебательной системы, состоящей из одной большой массы, опирающейся через упругие и демпфирующие элементы на несколько (по числу колес или мостов) меньших масс. Последние через упругие шины взаимодействуют с профилем дороги. Колеблясь под влиянием дорожных неровностей, неподрессоренные части, с одной стороны, вызывают сложные колебания кузова, а с другой— сохраняют или теряют контакт с дорогой. Чем больше масса неподрессоренной части конструкции, тем большее влияние она оказывает на колебания подрессоренной массы и тем больше вероятность, в силу значительной инерционности, ее отрыва от поверхности дороги. В первом случае ухудшается плавность хода автомобиля, а во втором — его управляемость и устойчивость. Поэтому массу неподрессоренных частей стремятся всемерно снижать. Наибольшую массу неподрессоренных частей дает зависимая подвеска ведущих мостов, наименьшую — независимая подвеска ведомых колес.

5. *Хороший контакт колеса с дорогой.* При переезде автомобилем на большой скорости выпуклых неровностей (трамплинов) на дорожной поверхности из-за недостаточного хода отбоя подвески, либо большой ее инерционности, возможен отрыв колеса от дороги. При движении по брусчатой или булыжной мостовой, гравийному покрытию или дороге с короткими поперечными волнами на поверхности и т. п. вследствие больших масс неподрессоренных частей, низкой сглаживающей способности шин либо неверно подобранной характеристики отбоя амортизаторов может происходить достаточно продолжительное и частое «зависание» колес над дорогой. В обоих случаях возможна частичная или даже полная потеря управляемости и устойчивости автомобиля.

6. *Собственная бесшумность и хорошие виброизолирующие свойства.* Собственный шум подвески состоит из скрипов в металлических шарнирах, резиновых опорах или некоторых упругих элементах (например, в листовых рессорах), а также из стуков в шарнирах из-за износа и образования зазоров. Для устранения таких шумов широко применяют соответствующей конструкции резино-металлические шарниры либо совершенствуют смазку металлических шарниров, устанавливают противоскрипные прокладки и т.п.

При движении возникают вибрации шин и колес, которые через подвеску и рулевое управление передаются на кузов, что снижает

комфортабельность автомобиля. Кроме того, вибрации отдельных частей автомобиля порождают вторичные источники звука и тем самым отрицательно воздействуют на пассажиров и окружающую среду.

Для получения высокой комфортабельности автомобиля сглаживающие и поглощающие свойства шины и подвески (а также рулевого управления) должны быть согласованы.

7. Рациональная компоновочная схема. В подвеску автомобиля входят отдельные детали, имеющие большие размеры и перемещающиеся в пространстве. Поэтому правильный выбор типа и геометрии как передней, так и задней подвесок автомобиля позволяет не только в той или иной мере удовлетворить перечисленным выше требованиям, но и повлиять на компоновочную схему автомобиля в целом. Так, например, применение подвески типа «качающаяся свеча» позволяет увеличить ширину моторного отсека и устанавливать даже на небольших переднеприводных автомобилях двигатель поперек. С другой стороны, применение независимой задней подвески дает возможность уменьшить высоту туннеля в полу салона, предназначенного для карданной передачи (классическая компоновочная схема), и увеличить объем багажника за счет опускания его пола.

10.3. Упругие элементы подвесок

10.3.1. Классификация упругих элементов

Существуют следующие типы упругих элементов подвески:

а) металлические: листовые рессоры, спиральные пружины, торсионы;

б) пневматические: баллонные, диафрагменные;

в) гидропневматические;

г) резиновые.

Часто типы б)—г) объединяются в группу неметаллических упругих элементов.

10.3.2. Рессоры

До недавнего времени подвеска на рессорах была наиболее распространена на автомобиле, да и в настоящем, в силу имеющихся достоинств, это основная подвеска для грузовых автомобилей.

Рессорная подвеска содержит минимальное число структурных элементов: рессору с узлами крепления и (не всегда) амортизатор и стабилизатор.

Рессора, как правило, устанавливается вдоль автомобиля и по способу заделки и форме может быть полуэллиптическая (*рис. 10.6 а*), кантилеверная (*рис. 10.6 б*) или четвертная (*рис. 10.6 в*).

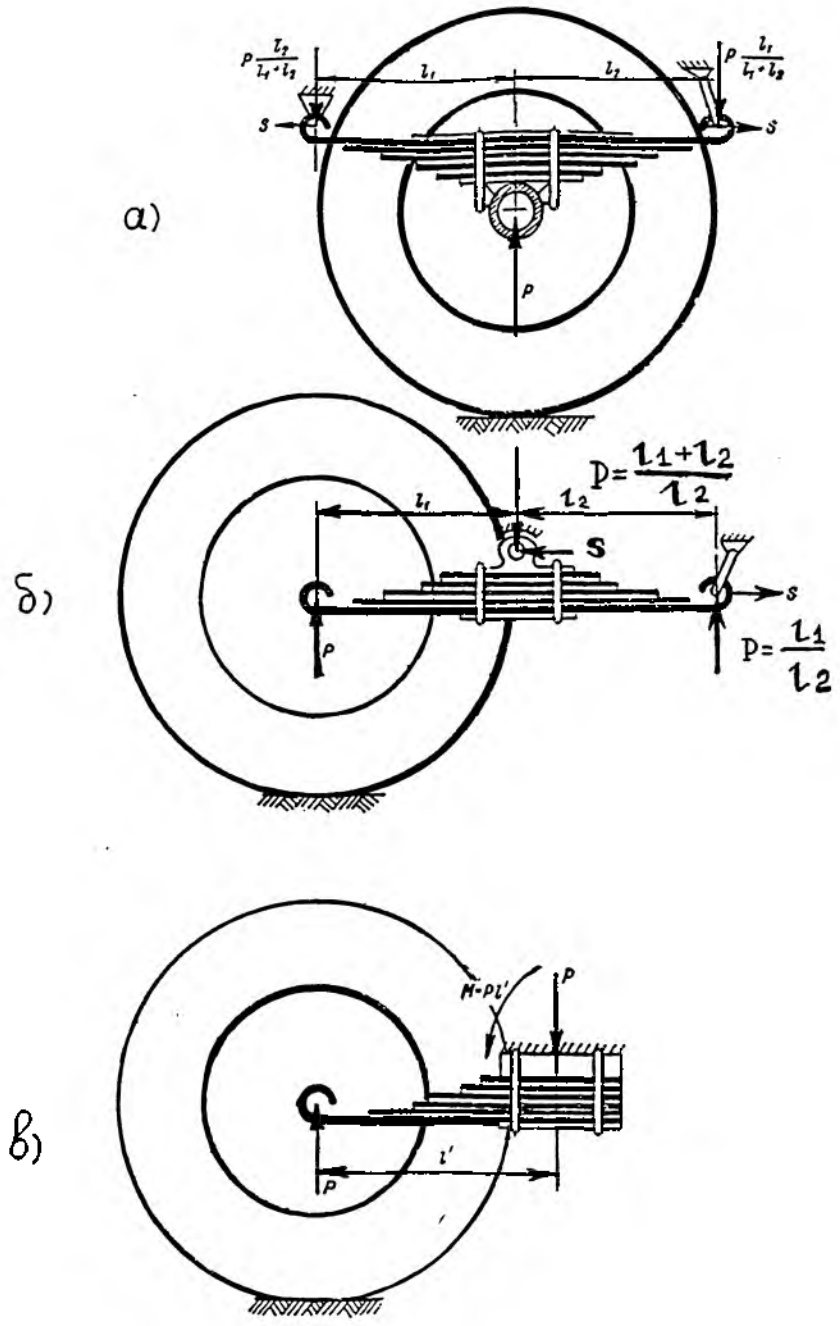


Рис. 10.6. Схемы подвесок на рессорах
а — полуэллиптической; *б* — кантилеверной и *в* — четвертной.

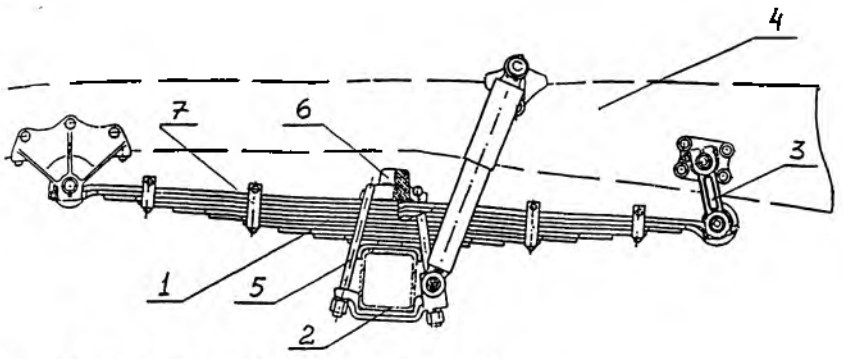


Рис. 10.7. Подвеска на полуэллиптической рессоре

Показанная на *рис. 10.7* полуэллиптическая рессора *1* опирается в середине на неподрессоренную часть автомобиля (балку моста *2*), а концами шарнирно связана с его подрессоренной частью (рамой *4*). Поскольку при прогибе рессора меняет свою длину, обычно один из ее концов закрепляется подвижно при помощи серьги *3* или другого соединения. Крепление рессоры к балке моста осуществляется при помощи стремянок *5*. На легковых автомобилях и автобусах в целях снижения их высоты рессора закрепляется под балкой. Часть рессоры, прижатая стремянками к балке, практически не работает на изгиб. При развитом поперечном сечении балки моста и большой высоте рессоры, что имеет место на грузовых автомобилях, доля этой нерабочей части рессоры в общей ее длине может быть значительной. Поэтому для уменьшения длины защемленной части рессоры стремянки часто устанавливают наклонно друг к другу, как это показано на рисунке. Для исключения жесткого удара при пробое подвески устанавливается резиновый буфер сжатия *6*. Ход отбоя ограничивается естественным образом под действием упругих сил и сил трения при прогибе рессоры вниз. В ряде конструкций, где применена длинная рессора или скользящая заделка обоих концов рессоры и возможно ее выпадание из опор вследствие чрезмерных прогибов, применяются ограничители хода отбоя обычно в виде петель из металлической ленты, троса или тканевого ремня, охватывающих балку моста.

Как видно из *рис. 10.7*, полуэллиптическая рессора способна воспринять и передать на несущую систему автомобиля не только нормальные, но и продольные и боковые реакции дороги, а также реактивные моменты тормоза или главной передачи (при ведущем мосте). Следовательно, в общем случае рессорная подвеска не требует специального направляющего устройства.

Четвертная и кантилеверная рессоры плохо приспособлены для передачи толкающих усилий и реактивного момента, то есть требуют направляющих устройств. Эти типы рессор не нашли широкого применения.

Обычно рессора составлена из нескольких стальных листов прямоугольного или специального профиля, которые в сборе образуют двуплечую балку примерно равного сопротивления изгибу.

Листы рессоры изготавливают из полосовой горячекатаной рессорно-пружинной стали. Это высокоуглеродистые легированные кремнием, марганцем, хромом и иногда ванадием стали с хорошей прокаливаемостью.

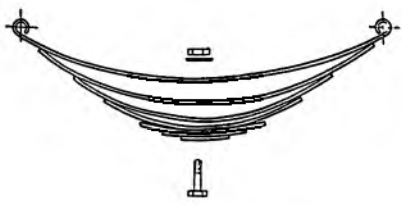


Рис. 10.8. Схема рессоры не стянутой центральным болтом

Для того чтобы рессорные листы не сдвигались вбок один относительно другого и не расходились веером под действием реактивных моментов, применяют стягивающие хомутики (*7* на *рис. 10.7*). От продольного смещения листы удерживаются центральным болтом (*рис. 10.8*) или выдавками (*рис. 10.10*).

Наибольшие нагрузки приходятся на самый длинный лист, который называется коренным. Этот лист, работающий вместе с остальными на изгиб от вертикальной силы, воспринимает на себя подавляющую часть нагрузок, как основной элемент направляющего устройства подвески. При поломке какого-либо некоренного листа остается возможность непродолжительной эксплуатации автомобиля. Поломка же коренного листа, как и поломка направляющего устройства, относится к числу аварийных. Из этого вытекает необходимость уменьшения напряжений в материале коренного листа. Ввиду нерациональности введения в подвеску специального направляющего устройства, конструктивные мероприятия по разгрузке коренного листа сводятся к уменьшению напряжений, связанных с передачей им вертикальной силы. Наиболее употребимым является прием, заключающийся в уменьшении напряжений в длинных листах за счет увеличения в коротких. Для этого перед сборкой рессоры ее листам путем пластической деформации придается различная кривизна: чем короче лист, тем больше его кривизна (*рис. 10.8*). После сборки все листы, упруго деформируясь, приобретают практически одинаковую кривизну, вследствие чего в листах возникают сборочные (монтажные) напряжения. Нетрудно видеть, что в длинных и коротких листах эти напряжения будут разных знаков. После приложения к рессоре рабочей нагрузки она изменит свою кривизну и в ее листах появятся рабочие напряжения. При этом в длинных листах монтажные напряжения вычтутся из рабочих, а в коротких они сложатся.

Рассмотренный прием прост, однако возможности его ограничены. Поэтому на тяжелых автомобилях прибегают к применению одного или двух подкоренных листов, имеющих такую же длину, как и коренной (*рис. 10.11 б, в, г*). Это существенно снижает нагрузку

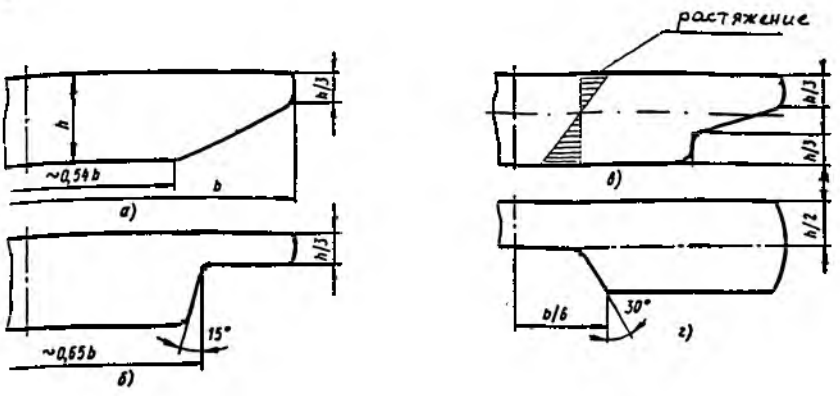


Рис. 10.9. Профили поперечного сечения
а — трапециевидный; *б*, *в* — Т-образный; *г* — с канавкой

на коренной лист, но приводит к повышению жесткости и массы рессоры либо, при сохранении прежней жесткости, к увеличению длины рессоры и опять же ее массы.

Основной вид поломки рессоры – усталостная поломка, связанная с циклическим характером нагружения. Такая поломка почти всегда начинается с усталостной трещины, растущей от какого-либо концентратора напряжений. Для листов рессоры такими концентраторами являются поверхностные дефекты. Один из способов повышения усталостной прочности деталей – полировка – неприемлем для автомобильных рессор, выпускаемых в массовых количествах, из-за дороговизны и трудоемкости. Другой же известный способ достижения той же цели – поверхностное упрочнение (наклеп) применяется повсеместно в виде дробеструйной обработки, причем не только для листов рессор, а вообще для всех металлических упругих элементов.

Напряжения растяжения раскрывают появившуюся усталостную трещину, и поэтому они с точки зрения усталостной прочности опаснее напряжений сжатия. В целях уменьшения напряжений растяжения (при некотором увеличении напряжений сжатия) применяют показанные на *рис. 10.9* профили листов специальной несимметричной формы. Чаще всего это профили трапециевидного (*рис. 10.9 а*) или Т-образного (*рис. 10.9 б, в*) сечения. Известны конструкции, использующие профиль с канавкой (*рис. 10.9 г*). Рессорные профили со специальной формой сечения не только повышают долговечность листов, но и обеспечивают экономию металла.

В собранной рессоре листы плотно прижаты и при прогибах скользят относительно друг друга. Совершающаяся при этом работа межлистовых сил трения способствует гашению колебаний подвески. Поэтому в тех случаях, когда не предъявляются высокие требования к плавности хода (задние подвески большинства грузовых автомо-

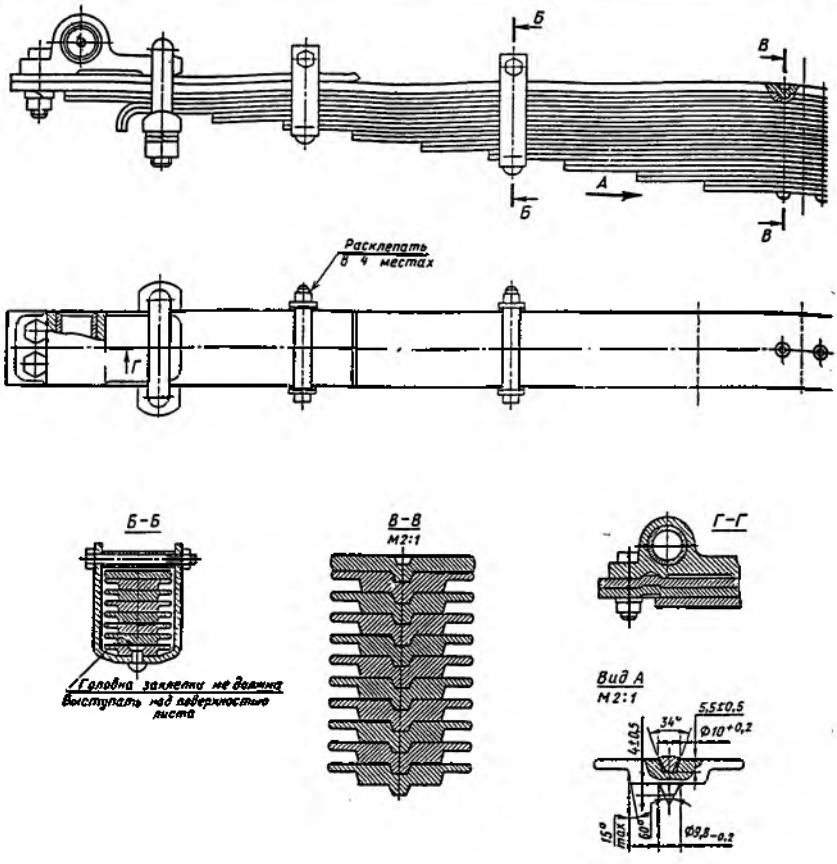


Рис. 10.10. Крепление листов рессоры

билей), рессорная подвеска может не иметь амортизаторов. Однако сухое, без смазочного материала, трение в рессоре при колебаниях нагрузки на колесо, не превышающих приведенную к вертикали суммарную силу трения, блокирует подвеску. Из-за того же трения между листами увеличение их числа в рессоре при сохранении суммарной их толщины, вопреки ожидаемому, не дает желаемого снижения жесткости. Кроме того, межлистовое трение зависит от ряда эксплуатационных причин (например, загрязненности среды, количества влаги, периодичности обслуживания и т.п.) и может колебаться в широких пределах, поэтому демпфирующие характеристики подвески оказываются нестабильными. Трение листов друг о друга приводит к появлению задиров, износу поверхностного упрочненного слоя, то есть является одной из причин их преждевременной поломки. Поэтому межлистовое трение в целом считается вредным.

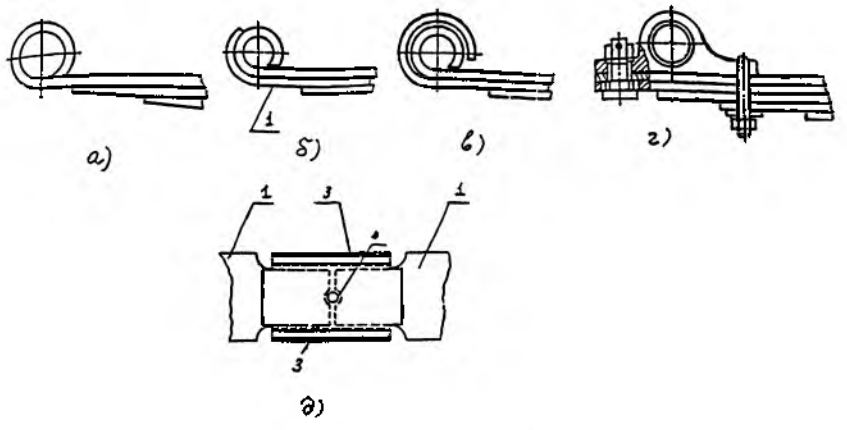


Рис. 10.11. Схемы рессорных ушек

Для уменьшения трения поверхности листов смазывают и применяют неметаллические прокладки между листами или вставки по концам листов. Для прокладок применяют резину, пластмассы или специальные ткани, пропитанные связующим веществом, а для вставок — пластмассы или резину.

При сравнительно небольших нагрузках на рессору ее ушко образуется одним коренным листом (*рис. 10.11 а*), а следующий лист для уменьшения жесткости делают короче коренного. При больших нагрузках ушко усиливают вторым листом, который загибают почти до вертикальной оси ушка (*рис. 10.11 б*) или даже по всей его окружности (*рис. 10.11 в*), оставляя зазор между листами, необходимый для деформации рессоры. На рессорах тяжелых автомобилей часто применяют накладные ушки (*рис. 10.11 г*), которые крепят к коренному листу болтами, стремянками или заклепками. Такое решение удешевляет конструкцию, так как гибка ушка из толстого листа пружинной стали связана с технологическими сложностями.

Если концы второго листа, как показано на *рис. 10.11 б*, огибают ушко коренного листа без зазора, то один из листов должен иметь возможность относительного перемещения в средней опоре рессоры. В таком случае, как показано на *рис. 10.11 д* второй лист *1* делают разрезным, а во избежание затяжки его центральным болтом *4* под него кладут обойму *3* с двумя прямоугольными вкладышами, более толстыми, чем сам лист.

У грузовых автомобилей большой грузоподъемности, предназначенных для эксплуатации на плохих дорогах, продольные ударные нагрузки могут достичь очень большой величины, опасной для прочности ушка. Поэтому на этих автомобилях рессоры иногда разгружают от передачи толкающих усилий специальными штангами

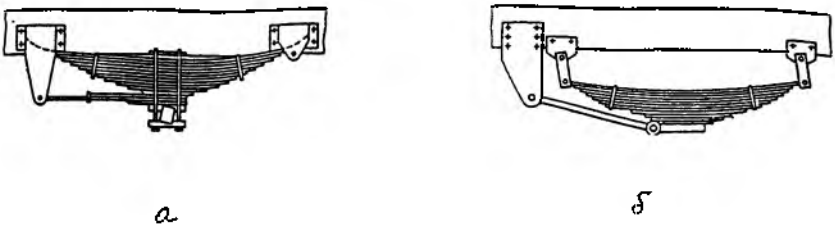


Рис. 10.12. Схемы разгружения рессоры от толкающих усилий
а — дополнительными листами; *б* — продольной штангой

(*рис. 10.12*), функции которых иногда выполняют дополнительные рессорные листы. В этом случае оба конца рессоры присоединяются к раме при помощи серег либо они опираются на скользящие опоры.

В случае применения в задней подвеске легковых автомобилей очень мягких рессор, обычно жестко закрепленных на балке моста, возникает проблема S-образной их деформации под действием реактивного момента при разгоне и торможении автомобиля (*рис. 10.13*). При S-образном изгибе рессоры на одном из ее концов напряжения от вертикальных нагрузок складываются с напряжениями от реактивного момента моста, что может привести к недопустимо большой их суммарной величине. При этом сопутствующий такой деформации рессоры поворот балки моста может привести к нежелательному увеличению угла в заднем карданном шарнире.

Для уменьшения величины S-образной деформации рессоры делают несимметричными, с различной длиной концов. В этом случае обычно линейные прогибы подвески сопровождаются угловыми перемещениями балки ведущего моста. Обычно более коротким является передний конец рессоры, так как это вызывает поворот ведущего вала главной передачи в направлении уменьшения угла в заднем карданном шарнире.

С этой же целью, наряду с обычными буферами сжатия, применяют дополнительные резиновые буферы, взаимодействующие

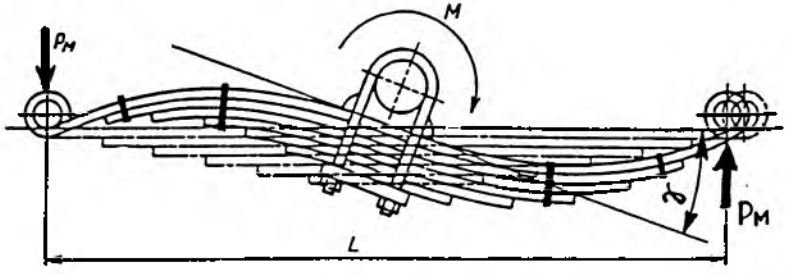


Рис. 10.13. Схема S-образной деформации рессоры.

либо с передней частью картера главной передачи, либо с коренным листом рессоры спереди и сзади от оси моста. Снижению S-образных деформаций рессоры способствует применение продольных реактивных штанг, располагаемых над или под рессорами (*рис. 10.12*). Такие технические решения позволяют не только улучшить кинематику перемещения моста, но и существенно снизить напряжения изгиба в рессоре.

Как уже отмечалось, один из концов рессоры (либо даже оба) устанавливается подвижно относительно кузова. Одним из наиболее распространенных способов такого крепления является установка ушка в серьге (*3* на *рис. 10.7*). При прогибах рессоры расстояние между центрами ушков рессоры меняется, от этого происходит угловое перемещение серьги. Следует отметить, что при покачиваниях серьги на рессору действует растягивающее или сжимающее усилие, которое несколько меняет жесткость рессоры.

Чаще всего серьга устанавливается на заднем конце рессоры. В этом случае рессора смягчает продольные удары от наезда колесом на препятствие, так как упруго деформируется и, поворачиваясь относительно переднего ушка, позволяет колесу несколько приподняться. В зависимых подвесках передних ведущих мостов серьга может устанавливаться на переднем конце рессоры. При продольных ударах она, как правило, работает более жестко, так как, поворачиваясь относительно заднего ушка, стремится при этом опустить колесо, то есть приподнять массивный кузов. Однако установка серьги спереди может быть продиктована необходимостью согласовать кинематику рулевого привода и подвески, а также условиями работы карданной передачи.

Рессора с ушками присоединяется к несущей системе автомобиля посредством цилиндрических шарниров. Довольно распространенными являются смазываемые металлические шарниры, состоящие из пальца, закрепленного в кронштейне на раме (кузове), и сменной втулки, запрессованной в ушко рессоры и заменяемой вместе с пальцем после износа (*рис. 10.14 а*).

Чтобы изолировать кузов от высокочастотных вибраций, вызываемых неровностями дороги, в ушках рессоры часто применяют резинометаллические шарниры (*рис. 10.14 в, г*), либо оба конца рессоры устанавливают в резиновых подушках непосредственно на раме (*рис. 10.14 д, е*). С этой же целью иногда крепление рессор к балке заднего моста осуществляют через резиновые прокладки.

Достоинством резиновых и резинометаллических шарниров является также то, что они не требуют смазки. Однако они вызывают повышенную поперечную и продольную податливость подвески, а несущая их способность невелика.

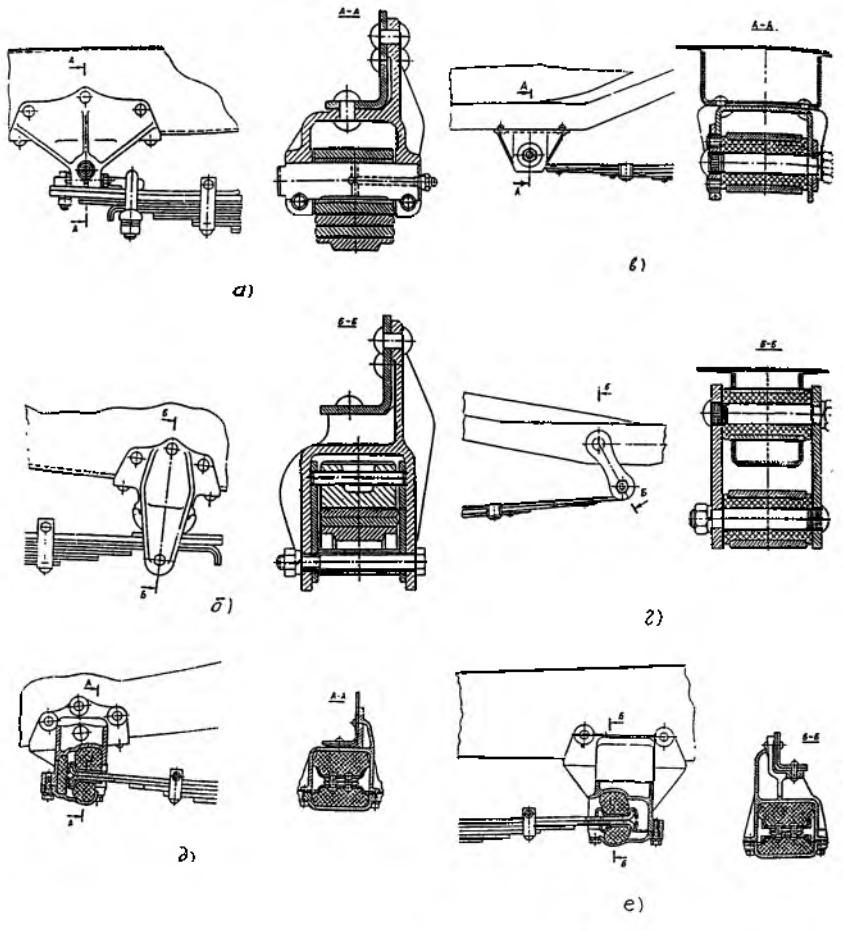


Рис. 10.14. Опоры рессор
а — металлический шарнир скольжения; *б* — качающаяся металлическая опора; *в, г* — резино-металлические шарниры; *д, е* — резиновые опоры

Как уже отмечалось, благоприятная жесткостная характеристика подвески нелинейна. На практике нелинейности характеристики рессоры достигают следующими конструктивными мероприятиями:

— выключением концов рессоры (*рис. 10.15 а*). В этом случае при деформации подвески изменяется рабочая длина рессоры, а следовательно, и ее жесткость. Этот способ находит наибольшее применение;
— выключением центрального участка рессоры (*рис. 10.15 б*). В этом варианте особенностью является профилированная опо-

ра, к которой рессора притянута стремянками в центральной части. Здесь при прогибах также меняется рабочая длина рессоры;

- близким по сути предыдущему, но более рациональным конструктивно является решение, в котором под рессору подкладывается толстый и поэтому весьма жесткий лист, устанавливаемый с зазорами по концам (*рис. 10.15 в*);
- установкой дополнительных (корректирующих) пружин (*рис. 10.15 г*). При расчетной статической нагрузке пружины, которые предварительно могут быть сжаты или растянуты, расположены горизонтально и поэтому практически не оказывают сопротивления вертикальным перемещениям. По мере увеличения нагрузки пружины вступают в работу, корректируя жесткостную характеристику подвески;
- установкой дополнительной рессоры сверху основной (*рис. 10.15 д*). Этот, часто называемый подрессорником, дополнительный упругий элемент включается в работу при определенной нагрузке, увеличивая жесткость подвески.

Примерный вид получаемых при этом жесткостных характеристик показан на *рис. 10.16*.

Последний прием, хотя и корректирует характеристику подвески не гладко, но позволяет изменять ее жесткость в широких пределах. Поэтому применение подрессорников в задних подвесках грузовых автомобилей носит массовый характер.

В последнее время в связи с достижениями в технологии производства начали использовать однолистовые рессоры, являющиеся

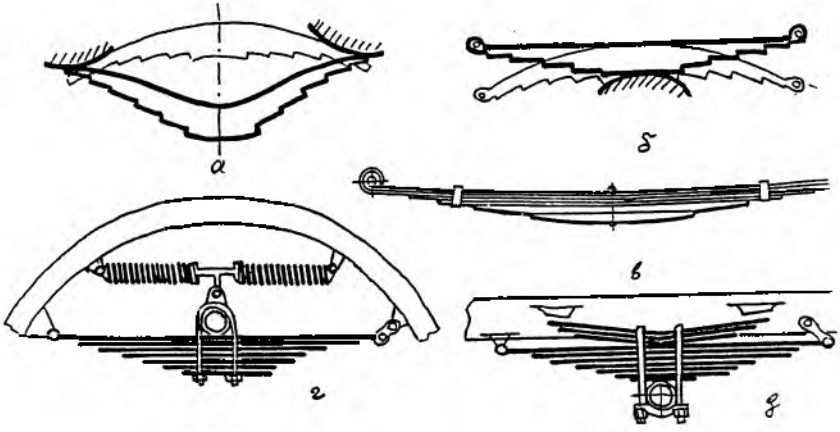


Рис. 10.15. Схемы способов получения нелинейной жесткостной характеристики рессорной подвески

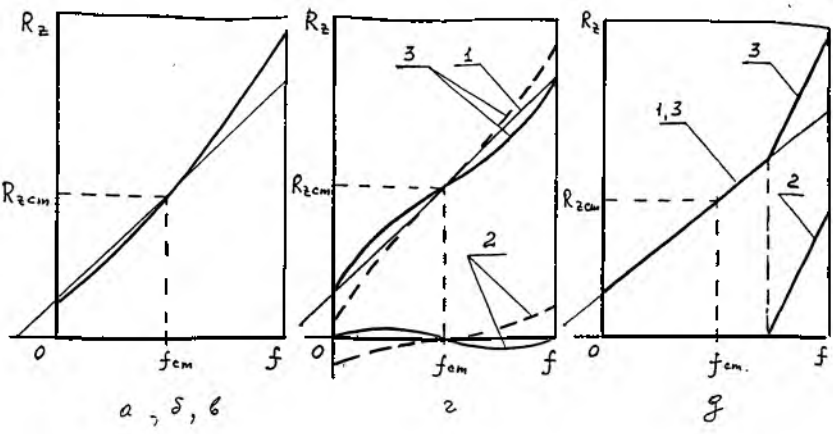


Рис. 10.16. Примерный вид жесткостных характеристик подвесок, схемы которых показаны на *рис. 10.15*

балками равного сопротивления изгибу. Существует несколько разновидностей таких балок. Две наиболее простые показаны на *рис. 10.17.* Профиль поперечного сечения обеих балок прямоугольный. В одном случае (*рис. 10.17 а*) толщина балки постоянна, а ширина ее меняется по линейному закону. Такие балки называют треугольными. В другом случае (*рис. 10.17 б* и *рис. 10.18*) ширина балки постоянна, а толщина меняется по параболическому закону. Они соответственно носят название параболических.

Однолистовые рессоры по сравнению с многолистовыми оказываются более легкими, имеют большую жесткость в поперечном направлении и практически лишены внутреннего трения. Однако

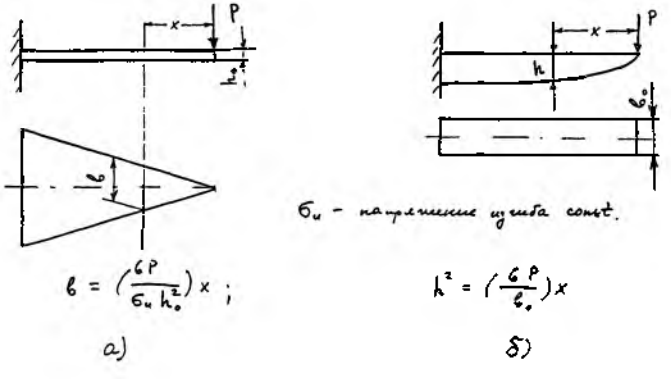


Рис. 10.17. Две основные разновидности балок равного сопротивления изгибу
а — треугольная; *б* — параболическая

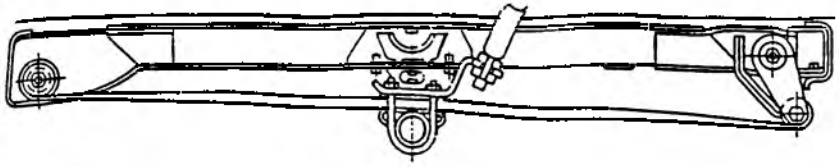


Рис. 10.18. Задняя подвеска на однолистовой параболической рессоре легкого грузового автомобиля

при прочих равных условиях однолистовые рессоры длиннее многолистовых и сложнее технологически. Поэтому пока чаще применяют малолистовые рессоры, состоящие из 2—3 листов переменной толщины (*рис. 10.19* и *рис. 10.20*).

10.3.3. Спиральные пружины и торсионы

Торсионом называют металлический стержень, прутковый, трубчатый или пластинчатый, работающий на кручение.

Металл в пружине также работает на кручение, но в случае торсиона момент прикладывается посредством рычага, а у пружины сами ее витки являются таким рычагом с длиной, равной среднему радиусу витка.

Энергоемкость и долговечность как пружины, так и торсиона больше, чем у листовой рессоры, а масса соответственно меньше. Однако оба этих упругих элемента нуждаются в направляющем устройстве подвески, поэтому значительного выигрыша в массе обычно не получается, хотя экономия пружинных сталей здесь очевидна.

В качестве основного упругого элемента спиральные пружины применяются главным образом для легковых автомобилей. Решающим фактором, пожалуй, является удобство установки пружины соосно амортизатору или стойке подвески либо между рычагом и кузовом.

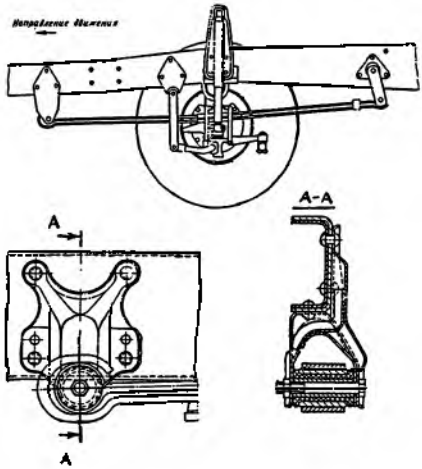


Рис. 10.19. Передняя подвеска на двухлистовой параболической рессоре легкого грузового автомобиля

Рис. 10.20. Малолистовая широкошелевая рессора с параболическими листами

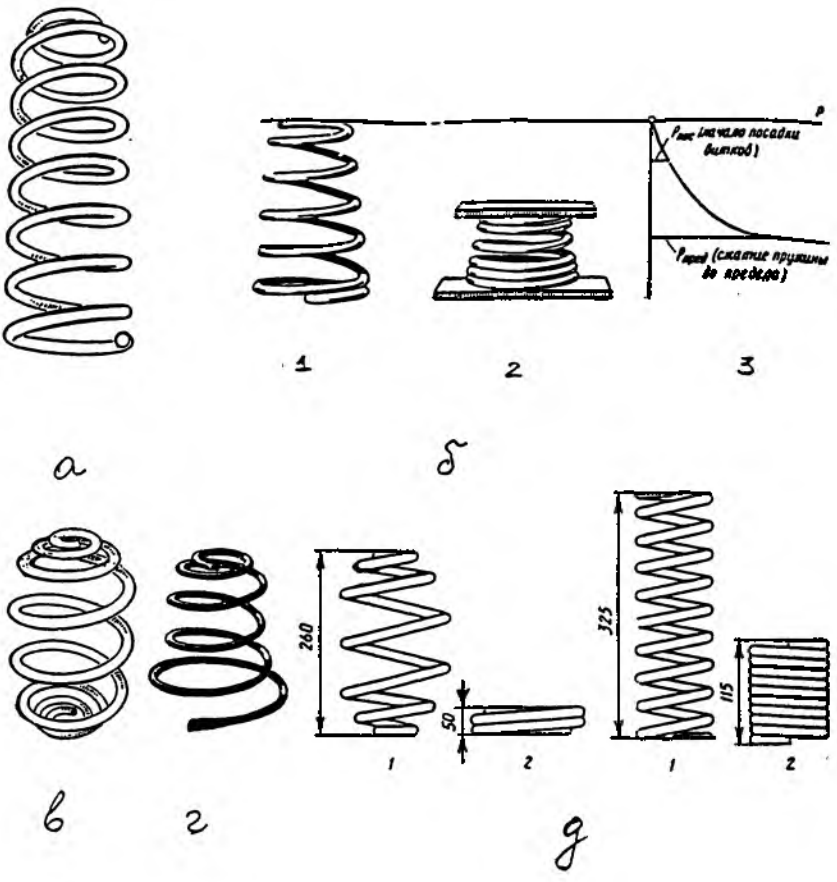


Рис. 10.21. Фасонные пружины
а — пружина из утолщенного по концам прутка; *б* — пружина из утоненного по концам прутка; *в* — бочкообразная пружина; *г* — коническая пружина; *д* — пружина «миниблок» с комбинацией конической и бочкообразной частей; *е* — сравнение двух пружин, имеющих одинаковую жесткость при статической нагрузке — бочкообразной и цилиндрической: *1* — в свободном состоянии; *2* — при полном сжатии

Пружины изготавливаются из прутка круглого сечения и могут быть, как показано на *рис. 10.21*, цилиндрическими, коническими или бочкообразными. Для изготовления пружин используются примерно такие же рессорно-пружинные стали, что и для рессор.

Вследствие неточностей изготовления пружин их реальные жесткости отличаются от расчетных. Поэтому по результатам испытаний пружины сортируют на 2-3 группы с разбросом жесткостей в одной группе, не вызывающим заметного перекоса автомобиля на подвеске.

Основным недостатком простой цилиндрической пружины является линейность ее характеристики жесткости. В последнее время

в связи с развитием технологических возможностей автостроения расширяется применение разнообразных пружин с нелинейной характеристикой.

Для получения нелинейной характеристики подвески необходимо, подобно тому как это делается в рессорных подвесках, применять пружины с непостоянной длиной работающей части прутка, из которого она изготовлена. Этого можно достичь, используя пружины с различной жесткостью витков. В таком случае при сжатии пружины ее витки, начиная с имеющего наименьшую жесткость, будут последовательно плавно садиться на опору или друг на друга и выключаться из работы. Тогда жесткость оставшейся рабочей части пружины будет непрерывно возрастать.

Пружину, витки которой имеют различную жесткость, можно получить, сделав переменным диаметр пружины (такую пружину называют фасонной) либо навив цилиндрическую пружину из конического прутка. Аналогичного результата достигают, делая переменным шаг витков цилиндрической пружины из цилиндрического прутка.

Фасонные пружины, благодаря вкладыванию витков один в другой, могут иметь небольшую высоту в полностью сжатом состоянии, что важно с точки зрения компоновки подвески. Однако при навивке их из прутка постоянного сечения максимальный диаметр может быть таким большим, что создаст трудности в компоновке пружины по ширине.

Для повышения долговечности пружин и торсионов в некоторых случаях их подвергают заневоливанию, то есть предельному ее нагружению на достаточно длительное время.

В целях повышения усталостной прочности пружин в качестве заключительной операции изготовления широко используется дробеструйная обработка их поверхности.

Для уменьшения передачи высокочастотных вибраций от дороги на кузов автомобиля пружины подвески устанавливают на пластмассовые или резиновые прокладки.

Торсионы применяются при независимой подвеске колес на многоосных автомобилях, прицепах и на некоторых легковых автомобилях. Как уже отмечалось, при прочих равных условиях срок службы торсиона выше, чем у листовой рессоры. Одним из достоинств торсиона является также его сравнительно малый диаметр. Однако для получения мягкой подвески он должен быть достаточно длинным. Например, для легковых автомобилей особо малого и малого классов длина торсиона составляет 0,7—1 м. Это обстоятельство создает некоторые компоновочные трудности в широком применении торсионов, особенно при их установке поперек автомобиля. Другим недостатком является то, что во всех случаях требуется установка на кузове опор, поперечины и т.п., воспринимающих значительные крутящие моменты, что часто приводит к усложнению конструкции.

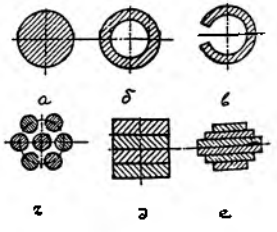


Рис. 10.22. Формы сечений торсионов
а — пруткового; *б, в* — трубчатого; *д, е* — пластинчатого

Конструктивно торсионы обычно представляют собой пруток или трубу (*рис. 10.22 а—в*), но могут быть пучковыми (*рис. 10.22 г*) или пластинчатыми (*рис. 10.22 д, е*). Последние две конструкции при одинаковой длине мягче прутковых, но из-за того, что их периферийные листы или стержни имеют сложное напряженное состояние, вызванное кручением с изгибом, они при той же жесткости тяжелее одинарных в 1,5—1,8 раза, менее технологичны и, следовательно, дороже. Кроме того, при работе пучковых и пластинчатых торсионов, как и в рессоре, возникает межлистовое трение. Для устранения его отрицательного влияния такие торсионы часто помещают в картеры, заполненные смазочным материалом. Это также усложняет и удорожает подвеску.

Концы самого торсиона выполняются шлицевыми, граненными или с лыской для фиксирующего клина (*рис. 10.23*). Они закрепляются с одной стороны в рычаге подвески, а с другой – в опоре на кузове.

Торсионы, как и пружины, вследствие неточности изготовления могут иметь разброс значений крутильной жесткости. К этому добавляются погрешности взаимного углового положения фиксирующих поверхностей на концах торсионов. Поэтому после сборки подвески могут возникнуть заметные перекосы автомобиля вследствие различия прогибов правой и левой подвесок. Для устранения этого недостатка возможна сортировка торсионов по нескольким группам с близкими значениями названных параметров. Однако торсионная подвеска позволяет применять простые устройства регулировки предварительной (сборочной) закрутки торсиона (*рис. 10.24* и *рис. 10.25*), которые к тому же позволяют в некоторых пределах регулировать высоту положения кузова.

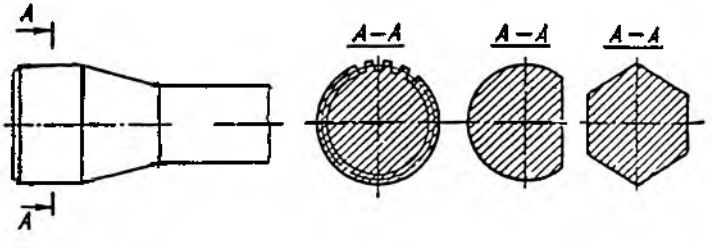


Рис. 10.23. Конструктивные схемы концов торсиона

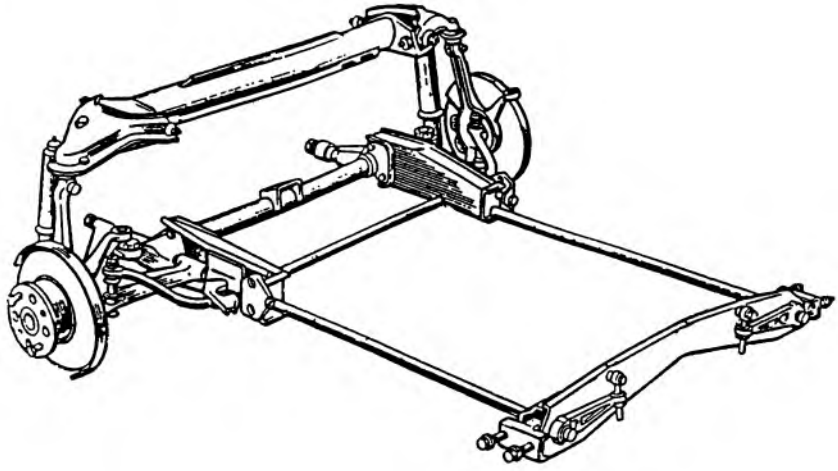


Рис. 10.24. **Передняя торсионная подвеска на поперечных рычагах.**

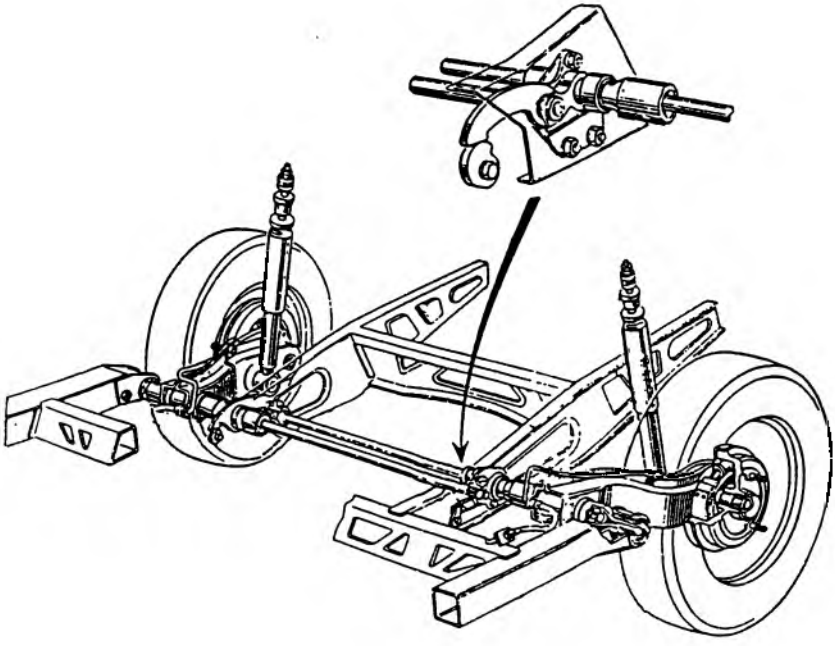


Рис. 10.25. **Задняя торсионная подвеска на продольных рычагах**

10.3.4. Пневматические упругие элементы

Такие упругие элементы целесообразно применять в первую очередь на автомобилях, масса подрессоренной части которых меняется значительно (грузовые автомобили), а требования к плавности хода высоки (автобусы). Путем изменения давления воздуха в пневматическом элементе можно регулировать жесткость подвески и даже добиться того, что при различной нагрузке статический прогиб элемента и соответственно частота собственных колебаний подрессоренной массы оставались бы постоянными. При этом появляется возможность регулировать высоту пола (автобусы), грузовой платформы или прицепного устройства относительно дороги либо величину дорожного просвета (как правило, при независимой подвеске).

Представим пневматический упругий элемент в виде цилиндра с поршнем (*рис. 10.26*). При некоторой расчетной нагрузке автомобиля, называемой статической, в цилиндре установится статическое давление – P_c, которому будет соответствовать объем воздуха V_c и высота столба воздуха h_c. При работе подвески поршень будет совершать возвратно-поступательные движения, вследствие чего текущее значение объема воздуха и его давления будет изменяться. На основании законов термодинамики, сделав некоторые допущения, можно принять, что перечисленные выше параметры будут связаны следующей зависимостью:

$$P_c V_c^n = P_i V_i^n = \text{const}, \qquad (10.1)$$

где n — показатель политропы, зависящий от условий изменения объема воздуха (в данном случае постоянен).

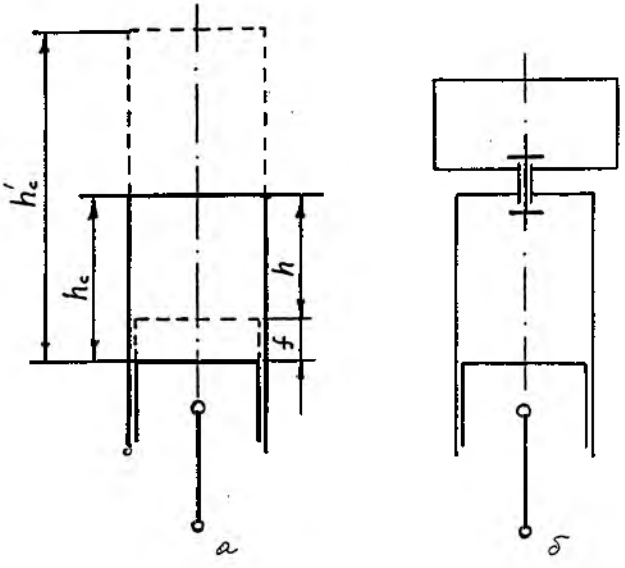


Рис. 10.26. Модели пневматического упругого элемента

Выразим текущее значение объема воздуха через площадь сечения цилиндра и текущее значение высоты столба воздуха h. Подставим его в равенство (10.1), которое разрешим относительно текущего давления воздуха:

$$P_i = P_c \left(\frac{h_c}{h_i}\right)^n . \qquad (10.2)$$

Обозначим прогиб упругого элемента f как долю статической высоты воздушного столба: $f = kh_c$, а текущее значение высоты столба вычислим как разность: $h_i = h_c - f = h_c(1 - k)$.

Подставим полученное значение высоты в (10.2) и получим

$$P_i = P_c \left(\frac{1}{1-k}\right)^n . \qquad (10.3)$$

По этой зависимости построим график (кривая *1*, шкала k на *рис. 10.27*).

Из формулы (10.3) и графика следует, что жесткость упругого элемента (тангенс угла наклона касательной к кривой) сильно зависит от коэффициента k, то есть от того, какая доля полного объема элемента используется в качестве рабочего. Если теоретически предположить, что весь объем элемента используется в качестве рабочего ($k = 1$), то давление и жесткость упругого элемента при максимальном ходе сжатия достигнут бесконечности.

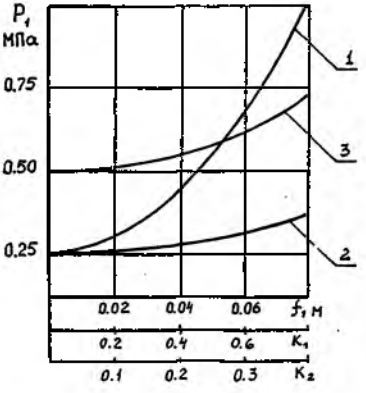


Рис. 10.27. Характеристики жесткости пневматического упругого элемента *1,2* — при K_1 и K_2 соответственно; *3* — при $Pc_3 = 2Pc_2$

Рассмотрим первый, наиболее распространенный случай применения пневмоэлементов на автомобилях, имеющих на борту источники сжатого воздуха для питания пневмосистем с давлением обычно до 0,6 МПа.

Выбирая площадь поперечного сечения цилиндра, обычно руководствуются возможным по техническим причинам (см. гл. 14) рабочим давлением сжатого воздуха в пневмосети автомобиля и величиной силы, которую должен создавать упругий элемент. Прогиб f упругого элемента определяется ходом подвески и отношением перемещения колеса к прогибу упругого элемента.

Таким образом, диаметр пневматического упругого элемента и его прогиб определяются основными параметрами подвески и не могут произвольно меняться в сколько-нибудь широких пределах. В итоге для формирования характеристики жесткости пневмоэлемента может использоваться только высота столба воздуха в ста-

тическом положении, но этого оказывается вполне достаточно. Увеличив высоту h_c до h_c^1 (*рис. 10.26 а*), можно значительно уменьшить величину коэффициента k при том же прогибе подвески и существенно скорректировать характеристику жесткости (кривая *2*, шкала k на *рис. 10.27*). Так, уменьшив относительный рабочий объем в 2 раза, можно снизить давление в пневмоэлементе при максимальном прогибе примерно в 2,5 раза, а жесткость — примерно в 6 раз.

Если вспомнить, что ранее мы ввели высоту столба h для обозначения объема воздуха, то станет ясно, что для корректировки характеристики упругого элемента не обязательно увеличивать его высоту, а достаточно присоединить к нему дополнительный резервуар с воздухом.

Из вышеприведенных рассуждений вытекает способ регулирования характеристики жесткости пневматического упругого элемента изменением его объема. Для этого можно установить внутри пневмоэлемента, например на входе в дополнительную емкость, как показано на *рис. 10.26 б*, перегородку с управляемым клапаном. При открытии клапана упругий элемент будет работать по пологой «мягкой» характеристике (линия *3* на *рис. 10.27*), а после его закрытия перейдет на более крутую «жесткую» (линия *1* на *рис. 10.27*).

Вышеизложенные рассуждения сделаны при условии постоянства статической нагрузки на подвеску. Предположим, что масса автомобиля, приходящаяся на подвеску, после его загрузки увеличилась вдвое. Следовательно, вдвое увеличилась сила, воспринимаемая пневмоэлементами, и давление в них. При этом несколько увеличится и прогиб подвески. Теперь, если при помощи компрессора (или ресивера пневмосистемы автомобиля) закачать в пневмоэлемент нужное количество сжатого воздуха, то можно восстановить прогиб подвески, а следовательно, и статическую высоту столба воздуха h_c до первоначальных значений. Поскольку в формуле (10.2) соответственно в 2 раза увеличится P_c, а h и n остаются неизменными, то это свидетельствует об увеличении вдвое жесткости упругого элемента при любых исходных значениях прогиба, то есть при двукратном увеличении массы частота собственных колебаний не изменится. Таким образом, если на автомобиле установить автоматические следящие устройства, реагирующие только на прогиб подвески и управляющие подачей (сбросом) воздуха в пневмоэлементы до восстановления этого прогиба, то это позволит сохранять частоту собственных колебаний автомобиля независимо от его весового состояния.

Рассмотрим второй случай применения пневматических упругих элементов, когда давление в них не регламентируется давлением пневмосети автомобиля (последней может и не быть вовсе), а зависит только от ряда конструктивных и экономических ограничений (прочность, герметичность, стоимость изготовления и эксплуатации и т.п.).

Из теории автомобиля известно, что существует такая идеальная характеристика жесткости подвески, при которой независимо от изменения статической нагрузки прогиб подвески и, следовательно, частота ее собственных колебаний остаются постоянными. Эта характеристика представлена на *рис. 10.1 б* и описывается зависимостью $R_z = R_c \exp\left(f_i - \frac{f_c}{\bar{f}_c}\right)$, или применительно к давлению в пневмоэлементе $P_i = P_c \exp\left(V_i - \frac{V_c}{\bar{V}_c}\right)$.

Как уже отмечалось, форма характеристики жесткости пневмоэлемента существенно зависит от коэффициента использования объема k. При больших k происходит быстрое нарастание давления в пневмоэлементе и соответствующее увеличение его жесткости. Анализируя характеристику жесткости при различных начальных статических значениях давления P_c (при этом диаметр поршня определяется нагрузкой на него) и варьируя k, можно подобрать характеристику (или ее участок), близкую к идеальной. Такая характеристика достигается в области довольно больших давлений – до 20 МПа.

Пневматические упругие элементы изготавливаются обычно в виде резинокордных оболочек, содержащих прорезиненный каркас из двухслойного корда диагональной конструкции (см. гл. 11). Корд изготавливается обычно из синтетических нитей (нейлон, капрон и т.п.). Наружный слой оболочки изготавливается из маслостойкой, а внутренний – из воздухонепроницаемой резины. Толщина оболочки составляет 3–5 мм.

Пневмобаллоны тороидной формы бывают одно- и двухсекционными. Односекционные в чистом виде встречаются редко, но иногда применяются в комбинации с диафрагменным упругим элементом. Наиболее распространены двухсекционные (двойные) пневмобаллоны. Показанный на *рис. 10.28* двойной пневмобаллон состоит из оболочки *1* с двумя бортами, усиленными стальными проволочными кольцами *4*, которыми баллон присоединяется к опорным фланцам при помощи стальных фасонных колец *3*. В средней части оболочка перетянута стальным бандажным кольцом *2*.

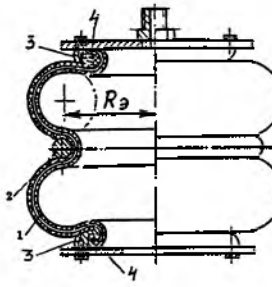


Рис. 10.28. Двухсекционный пневмобаллон

Максимальное давление внутри пневмобаллона не превышает 0,8 МПа, рабочее давление находится в пределах 0,3–0,5 МПа, минимальное давление не ограничивается.

Вследствие деформации оболочки радиус эффективного поперечного сечения пневмобаллона $R_э$ при сжатии подвески несколько

увеличивается, а при отбое уменьшается. Давление воздуха изменяется согласно зависимости (10.3). Следовательно, в небольших пределах изменяется жесткость упругого элемента.

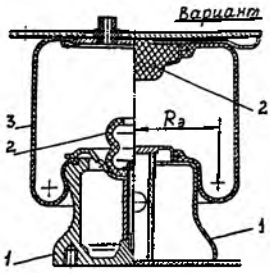


Рис. 10.29. Пневматический упругий элемент рукавного типа

Радиус эффективного поперечного сечения пневмобаллона или диафрагменного пневмоэлемента равен расстоянию от оси пневмоэлемента до центра кривизны свободно изогнутой части оболочки в каждом ее положении (показаны на *рис. 10.28*, *рис. 10.29* и *рис. 10.30 б*).

Пневмобаллоны долговечны, компактны, обеспечивают высокую герметичность. Их диаметр, как отмечалось выше, определяется, исходя из внутреннего давления и нормальной нагрузки, а высота пропорциональна требуемому ходу подвески. В результате объем воздуха в баллоне оказывается недостаточным для получения нужной частоты собственных колебаний подвески. Поэтому обычно устанавливается дополнительный жесткий резервуар с примерно трехкратным по отношению к баллону объемом воздуха. Это же относится и к диафрагменным упругим элементам.

Показанные на *рис. 10.29* и *рис. 10.30* рукавный и диафрагменный элементы имеют то преимущество перед пневмобаллонами, что за счет специально спрофилированных жестких поверхностей поршня и юбки корпуса, с которыми взаимодействует оболочка при ходах подвески, они могут в гораздо более широких пределах изменять эффективную (рабочую) площадь (характеризуемую радиусом $R_э$

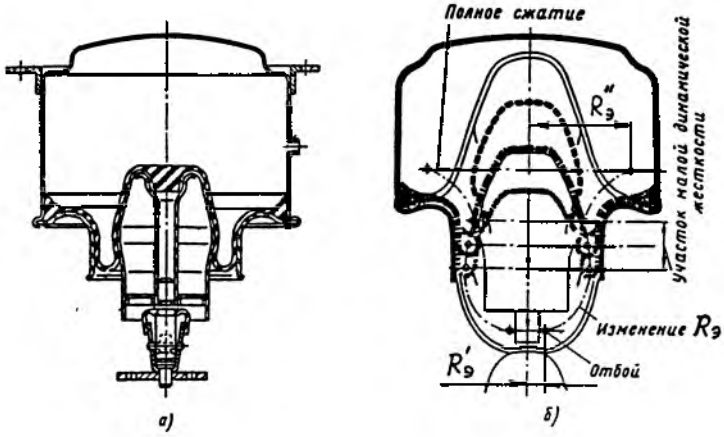


Рис. 10.30. Пневматический упругий элемент диафрагменного типа
а — устройство; б — схема деформации диафрагмы

на *рис. 10.30 б*) и, следовательно, влиять на жесткостную характеристику подвески. Так, например, для обеспечения требуемой малой жесткости при номинальной статической нагрузке на подвеску диаметр поршня в сечении, на которое приходится граница контакта оболочки, делается наименьшим. Этот диаметр, как показано на левой части *рис. 10.29*, постепенно увеличивается при ходах поршня на сжатии и отбое. Выбор формы поршня ограничивается соображениями обеспечения устойчивости оболочки и ее долговечности.

Герметизация оболочки обеспечивается либо при помощи прижимных колец (фланцев), либо под действием давления воздуха (на *рис. 10.29* показаны два варианта исполнения). В первом случае минимальное давление воздуха не ограничивается. Во втором оно не должно быть ниже определенного значения во избежание разгерметизации, в этом варианте исполнения несколько упрощается сборка пневмоэлемента и уменьшается его масса.

Поршни делают штампованными или штампо-сварными (*рис. 10.29*, вариант справа), реже литыми (*рис. 10.29*, вариант слева).

При деформации диафрагменного пневмоэлемента радиус сечения поверхности касания оболочки с поршнем меняется в соответствии с формой поршня. При этом каркас оболочки деформируется, вызывая изменение взаимного положения нитей корда. Это сопровождается работой внутренних сил трения в оболочке и снижает ее долговечность. Кроме того, ее трение об опорные поверхности сокращает срок службы, из-за чего диафрагменные элементы встречаются реже.

Пневматические упругие элементы допускают некоторые неточности при установке, так как оболочки самоцентрируются.

Все пневматические упругие элементы нуждаются в источниках сжатого воздуха, требуют специальных управляющих устройств, а также наличия направляющего устройства подвески. Поэтому пневмоподвески достаточно сложны и дороги — область их применения ограничена в основном городскими автобусами.

На *рис. 10.31* и *рис. 10.32* показаны варианты установки пневмоэлементов в подвесках автомобиля.

Как уже указывалось, пневматические упругие элементы подвергаются регулированию с целью поддержания постоянства величины статического прогиба подвески и, как следствие, уровня поля. На *рис. 10.31* видно, что пневмобаллоны *2* снабжены дополнительными резервуарами *4* и установлены между рамой и мостом. На кузове установлен регулятор *3*, который соединен с неподрессоренной частью подвески при помощи рычага и тяги. При увеличении нагрузки на автомобиль пневмобаллон сжимается, опуская кузов (раму). Вследствие этого рычаг регулятора поворачивается и открывает клапан, соединяющий магистрали пневмосистемы автомобиля и пневмобаллоны. В результате давление в пневмобаллонах

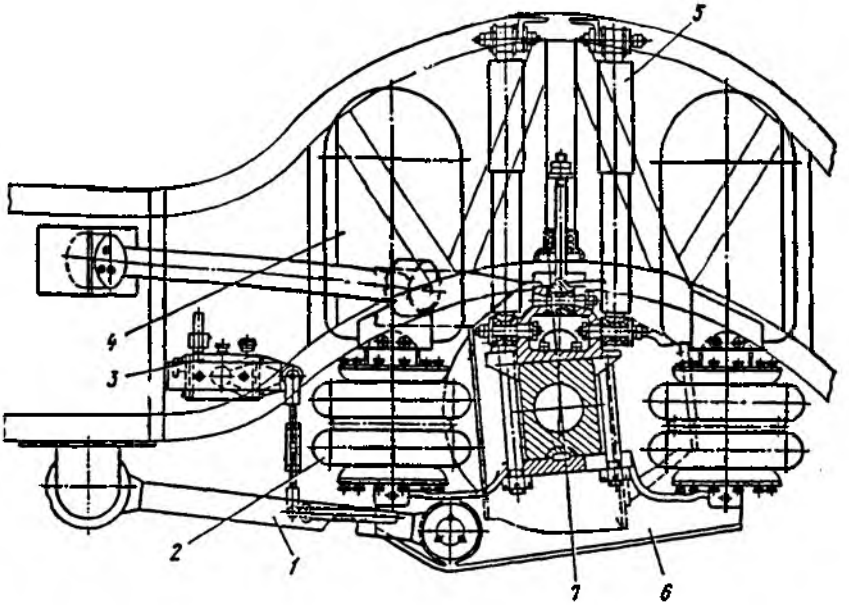


Рис. 10.31. Задняя зависимая пневматическая подвеска ведущих колес автобуса с пневмобаллонами

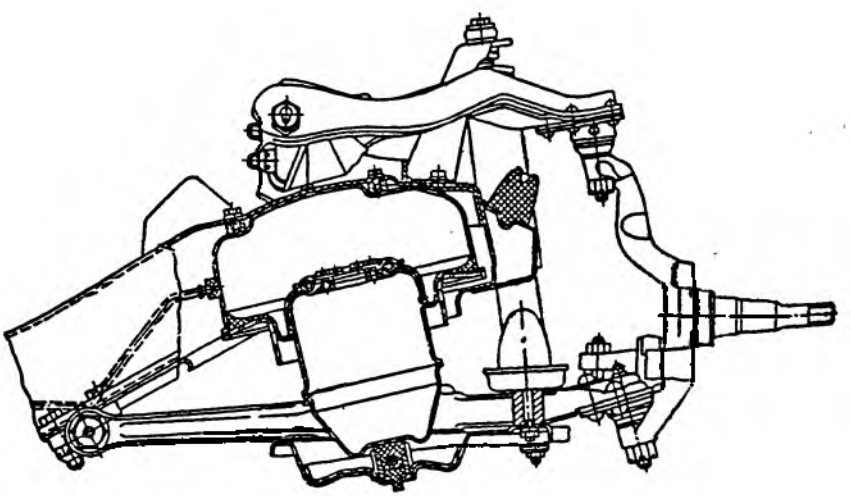


Рис. 10.32. Независимая пневматическая подвеска легкового автомобиля с диафрагменным упругим элементом

повышается до тех пор, пока кузов не поднимется на прежний уровень; при этом клапан регулятора закроется. В случае уменьшения нагрузки на автомобиль рычаг регулятора повернется в другую сторону, и соответствующий клапан соединит баллоны с атмосферой.

Для сокращения расхода воздуха и исключения срабатывания при частых колебаниях кузова регулятор обычно снабжается устройством запаздывания. Таким образом, вся система регулирования работает в основном при статическом изменении нагрузки.

В результате регулирования давления в пневмоэлементах характеристики жесткости подвески представляются семейством кривых, показанных на *рис. 10.1 в*.

На легковых автомобилях широкое применение находят упругие амортизационные стойки, обеспечивающие хорошие компоновочные возможности. Они включают в себя гидравлический телескопический амортизатор и практически соосный, установленный между наконечником штока и корпусом, упругий элемент.

На *рис. 10.33* показана амортизационная стойка с рукавным пневматическим упругим элементом. Оболочка *1* пневмоэлемента закреплена на цилиндрическом корпусе амортизатора и обкатывается по нему при ходах подвески. С другой стороны оболочка соединена с металлическим воздушным резервуаром *2*. Последний закреплен на штоке и поворачивается вместе с ним в подшипниковой опоре стойки *3*. Давление воздуха в пневмоэлементе, а следовательно, и его высота могут регулироваться при помощи установленных на автомобиле электрического компрессора и электропневматического клапана.

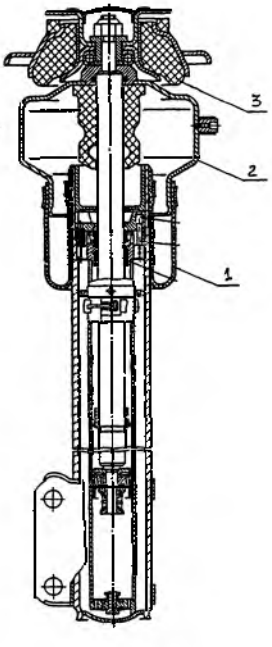


Рис. 10.33. Амортизаторная стойка с рукавным пневмоэлементом

Пневматические упругие элементы дают возможность применять ступенчатое регулирование жесткости. На *рис. 10.34* показана амортизационная стойка подвески автомобиля, вокруг которой установлена спиральная пружина *1*, а внутри нее — несущий часть нагрузки рукавный пневмоэлемент *2*. В верхней части стойки, на ее опоре смонтировано электромеханическое устройство управления *4*, воздействующее на управляющую штангу *5*, проходящую внутри штока амортизатора *6*. С помощью золотников штанга при ее повороте перекрывает (открывает) соединительный канал между рукавным пневмоэлементом и вспомогательным резервуаром *3*. При этом также перекрывается (открывается) дроссель в клапане амортизатора. Та-

ким образом происходит переключение подвески с «мягкой» регулировки на «жесткую», которое может осуществляться вручную или автоматически. Такое ступенчатое регулирование подвески играет положительную роль при резких торможениях или разгонах, при резких поперечных кренах кузова и при движении с высокими скоростями. В последнем случае первостепенной задачей становится обеспечение безопасности автомобиля, поэтому, несмотря на некоторое ухудшение плавности хода, подвеска переводится на жесткий режим. При этом уменьшаются вертикальные колебания кузова автомобиля, что способствует более точной работе водителя, соответственно уменьшаются боковые и угловые перемещения колес вследствие проявления кинематики направляющего устройства подвески, а это благоприятно сказывается на управляемости и устойчивости автомобиля.

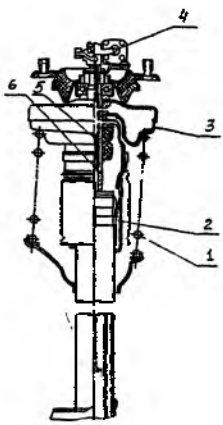


Рис. 10.34. Амортизаторная стойка с частично несущим рукавным пневмоэлементом с двухступенчатым регулированием.

В гидропневматических упругих элементах, так же как и в чисто пневматических, рабочим телом является газ, но под более высоким давлением (до 20 МПа). Давление газу передается через жидкость, поскольку герметизация резервуара с жидкостью вследствие значительно более высокой ее вязкости осуществляется проще, чем с газом.

Основное достоинство гидропневматических упругих элементов заключается в их прогрессивной характеристике. Как уже отмечалось, при больших коэффициентах использования объемов пневмоэлемента и весьма высоких давлениях газа характеристика жесткости может быть приближена к идеальной (*рис. 10.1 б*). Теоретически и в этих упругих элементах возможно регулирование их характеристики путем изменения массы сжимаемого газа (накачивание и выпуск). Однако при столь высоких давлениях это, во-первых, представляет весьма сложную техническую задачу, а во-вторых, в этом практически нет необходимости. Из-за применения газа под высоким давлением в сравнительно небольшом объеме пневмоэлемента содержится достаточно большая масса газа, поэтому энергоемкость гидропневматических упругих элементов значительно выше, чем просто пневматических, и они гораздо более компактны. Вместе с тем изменение прогиба таких упругих элементов при больших перепадах нагрузок на автомобиль может быть велико, что влечет за собой значительное изменение высоты кузова над дорогой. Для устранения этого недостатка применяют регулирование высоты столба жидкости между поршнем и мембраной.

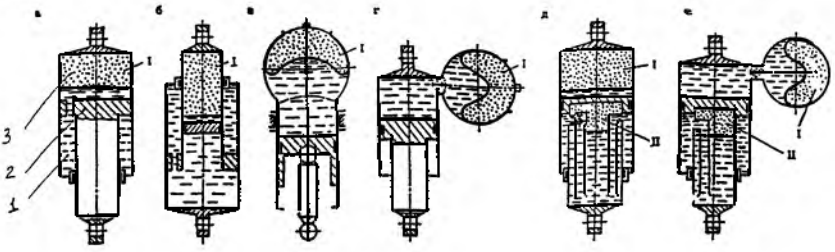


Рис. 10.35. Схемы гидропневматических упругих элементов
а—г — без противодавления; *д—е* — с противодавлением

При высоких давлениях в пневмокамере кислород, входящий в состав воздуха, ведет себя достаточно агрессивно. Это может проявляться в активном окислении резины, покрывающей разделительную мембрану, а при отсутствии такой мембраны и, следовательно, при контакте кислорода с жидкостью, заполняющей гидроцилиндр, возникает опасность ее самовоспламенения. Обычно применяется инертный газ азот.

Гидропневматический элемент, схема которого показана на *рис. 10.35 а*, включает в себя гидравлический цилиндр *1* с поршнем *2* и толкателем (шатуном, штоком и т.п.) и пневматический упругий элемент *3* (пневмокамеру), который размещается в самом цилиндре или отдельно от него, а также может иметь гидравлическую систему регулирования.

Упругие элементы этого типа с одной-двумя пневмокамерами, давление от которых воздействует на одну сторону поршня, называют элементами без противодавления (показаны на *рис. 10.39 а—г*, *рис. 10.36* и *рис. 10.37*). Пневмоэлементы с противодавлением, помимо основной полости с газом, имеют вспомогательную полость, давление от которой действует на тыльную сторону поршня, и обычно она размещается в штоке (*рис. 10.35 д, е*). Наличие противодавления, подобно показанным на *рис. 10.15 г* корректирующим пружинам, позволяет изменять характеристику жесткости упругого пневмоэлемента. Так, например, в гидропневмоэлементе, показанном на *рис. 10.35 е*, жидкость в гидроцилиндре под поршнем в положении, соответствующем статическому прогибу подвески, находится под определенным давлением и сжимает газ в полости II также под поршнем. При ходе сжатия давление газа в полости I и соответственно жидкости над поршнем прогрессивно возрастает, а в цилиндре под поршнем — падает. Последнее объясняется тем, что объем цилиндра под поршнем увеличивается, а поскольку жидкость практически несжимаема и нерастягиваема, то газ в полости II, увеличиваясь в объеме, соответственно уменьшает давление в цилиндре. Варьируя количеством газа во вспомогательной полости II, можно влиять на характеристику изменения давления газа и жидкости под поршнем.

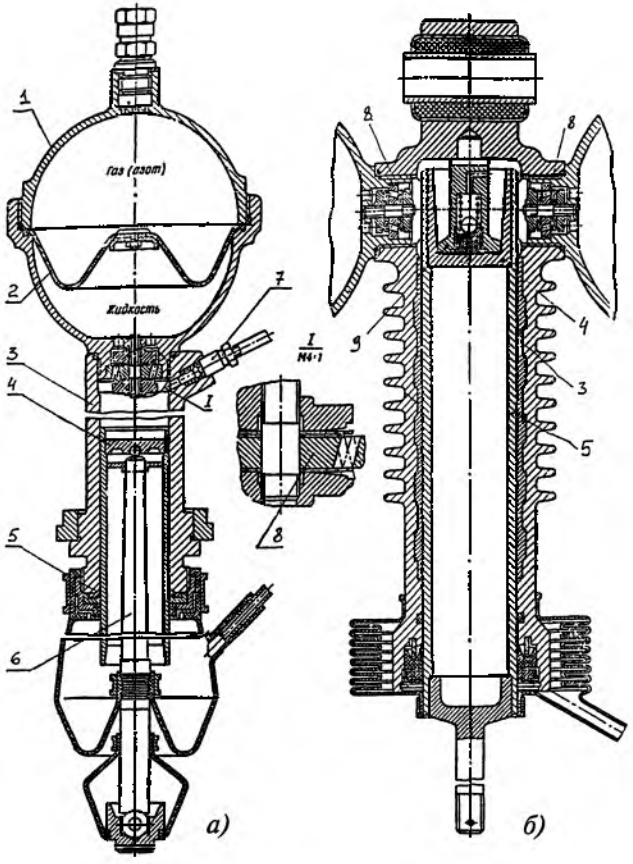


Рис. 10.36. Варианты конструкций гидропневматических упругих элементов без противодавления

Из-за наличия пар трения в гидравлической части гидропневматического элемента применяется жидкость с высокими антифрикционными свойствами. Цилиндр заполняется жидкостью так, чтобы для обеспечения герметичности газ никогда не контактировал непосредственно с поршнем, а только через жидкость. Однако газ, взаимодействуя с жидкостью, частично растворяется в ней по мере роста давления и выделяется из нее при понижении давления. В результате жидкость вспенивается, и это может отрицательно сказаться на работе гидроцилиндра, если он выполняет функции амортизатора. Более того, в случае изменения высоты столба жидкости в регулируемых подвесках возможна утечка газа вместе с жидкостью. Поэтому применяются поршневые или мембранные разделители жидкости и газа. При перемещении поршня в гидроцилиндре происходит перекачивание жидкости. На путях тока жидкости

обычно устанавливаются дроссели и клапаны, оказывающие сопротивление перекачиванию, и это обеспечивает гашение колебаний поршня, то есть реализуются функции амортизатора.

Показанный на *рис. 10.36 а* гидропневматический упругий элемент имеет сферический пневмоэлемент *1*, в котором газ (азот) и жидкость (смазывающий материал) разделены гибкой резинокордной мембраной *2*. Максимальное расширение газа и ход мембраны ограничиваются касанием последней стенок нижней полусферы.

Гидравлический цилиндр *3* присоединен непосредственно к пневмоэлементу. В цилиндре перемещается поршень *4*, приваренный к длинной цилиндрической направляющей, скользящей в уплотнениях *5* вдоль цилиндра. Качающийся шток *6* со сферическими упорами на концах передает усилие от поршня на упорный элемент подвески (рычаг, стойку и т.п.). Штуцером и шлангом *7* упругий элемент связан со следящей гидросистемой автомобиля, при работе которой изменяется высота столба жидкости над поршнем *4*. При этом регулируется прогиб подвески (высота автомобиля), но ее характеристика жесткости остается неизменной. Система регулирования прогиба подвески по принципу действия аналогична пневматической с той лишь только разницей, что вместо компрессора и ресиверов применяются гидронасос высокого давления и гидроаккумулятор. На пути потока жидкости между гидроцилиндром и гидропневмоэлементом установлен двусторонний клапан амортизатора *8*.

Гидропневмоэлемент, показанный на *рис. 10.36 б*, имеет аналогичный принцип действия, но иное конструктивное исполнение, а также содержит гидравлический буфер сжатия *9*.

На *рис. 10.37* показана схема упругого элемента, газовая часть которого по компоновочным соображениям отделена от гидроцилиндра, и связь между ними осуществляется гибким шлангом.

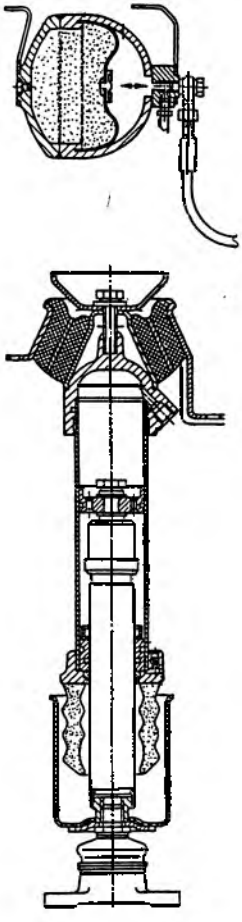


Рис. 10.37. Гидропневматический упругий элемент с вынесенным пневмоэлементом

На *рис. 10.38* показана установка гидропневматического упругого элемента в независимой передней подвеске переднеприводного легкового автомобиля. Гидроцилиндр *3* со сферической пневмокамерой *4* неподвижно закреплен в поперечине *5* моторного отсека автомобиля. Качающийся шток поршня гидроцилиндра, закрытый

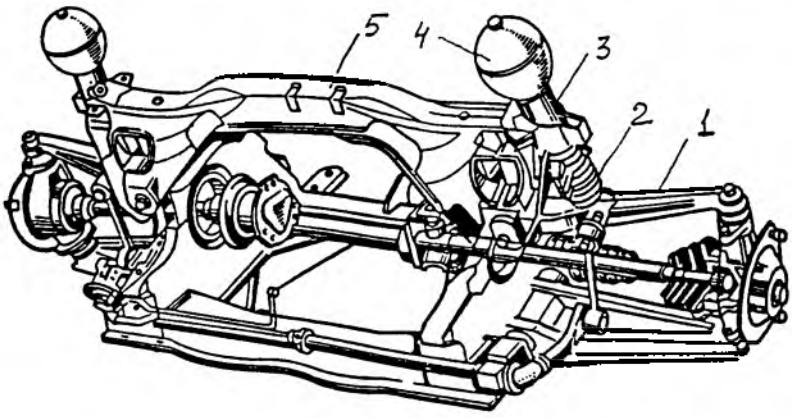


Рис. 10.38. Передняя подвеска легкового автомобиля с гидропневматическим упругим элементом

резиновым гофрированным чехлом, шарнирно соединен с верхним поперечным рычагом *1*.

К недостаткам рассматриваемых упругих элементов следует отнести главным образом их высокую стоимость из-за сложности конструкции и необходимой высокой точности изготовления ряда деталей. Кроме того, как уже отмечалось, в гидропневматических элементах практически невозможно принудительно регулировать их жесткость путем изменения количества рабочего тела — газа, как это делается в пневматических упругих элементах. Такая регулировка

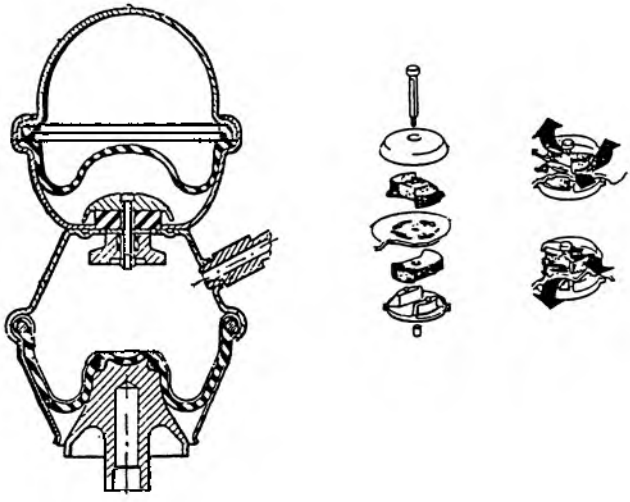


Рис. 10.39. Упрощенный гидропневматический упругий элемент «гидрогаз»

была бы полезна, например, при высоких скоростях движения, при разбитом дорожном покрытии, на грунтовых дорогах и т.п.

На недорогих легковых автомобилях применяется упрощенный, имеющий меньшую стоимость вариант гидропневматического элемента, называемый «гидрогаз» (*рис. 10.39*). Здесь нет регулирующей и питающей систем, поэтому в случае утечки восполнение жидкости или газа в этих элементах осуществляется только на станциях технического обслуживания.

10.3.5. Резиновые упругие элементы

Резина, особенно работающая на сдвиг, обладает большой энергоемкостью. Это ее свойство можно было бы использовать, применяя резину как рабочее тело упругих элементов. При этом достигается уменьшение массы конструкции, жесткостная характеристика имеет прогрессивный характер, а значительное внутреннее трение резины облегчает работу амортизаторов и способствует поглощению вибраций.

Однако существует ряд недостатков резины, ограничивающих ее применение в основном упругом элементе:

- конструкционные, прочные резины обычно весьма жестки, а эластичные сорта — непрочны;
- работа сил внутреннего трения при деформации резины значительна и сопровождается выделением тепла. Под действием повышенной температуры резина быстро стареет, то есть теряет свои эластичные свойства;
- проявляет себя остаточная деформация, вследствие чего требуется вводить регулировку высоты подвески;
- жесткость резины существенно зависит от температуры; при низких температурах жесткость сильно возрастает и возможно даже появление хрупкости.

В настоящее время в подвеске резина применяется для вспомогательных упругих элементов (буферов), шарниров и шумовиброизолирующих прокладок. Однако имеются примеры применения резины и в качестве основного упругого элемента. На *рис. 10.40 а* показана передняя подвеска переднеприводного легкового автомобиля особо малого класса. К верхнему поперечному рычагу *1* крепится стойка *2*, связанная с внутренней (нижней) обоймой *3* (*рис. 10.40 б*) упругого элемента. Круговой резиновый элемент *4* привулканизирован к внутренней и наружной *5* обоймам и сверху герметично закрыт крышкой *6* со штуцером. Форму резинового элемента и профиль обойм подбирают так, чтобы поверхности контакта резины с металлом обойм с целью повышения долговечности их соединения испытывали минимальные напряжения сдвига, а характеристика жесткости (*рис. 10.40 в*) была прогрессивной.

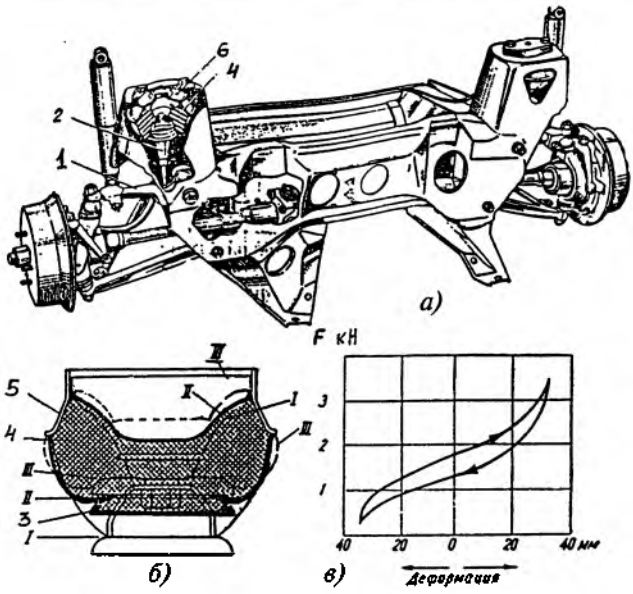


Рис. 10.40. Передняя подвеска легкового автомобиля с резиновым упругим элементом
а — общий вид; *б* — резиновый упругий элемент и его контуры в деформированном состоянии; *в* — характеристика жесткости

На *рис. 10.40 б* резиновый упругий элемент показан в трех его положениях: I — свободное, II — под статической нагрузкой, III — под полной нагрузкой.

Полость между резиновым элементом, наружной обоймой и ее крышкой заполняется жидкостью и через штуцер и трубопровод соединяется с аналогичной полостью подобного элемента заднего колеса того же борта автомобиля. Давление жидкости внутри упругого элемента оказывает влияние на направление и величину его деформации. При перетекании жидкости между передним и задним элементами происходит дополнительное изменение прогиба подвесок.

В телескопических амортизационных стойках подвесок легковых автомобилей широко применяются буферы сжатия, установленные соосно штоку, которые существенно повышают энергоемкость (прогрессивность) подвесок (*рис. 10.41*). Благодаря тому что шток служит направляющей, обеспечивающей устойчивость при сжатии, буфер *2* может быть весьма длинным и составлен из нескольких участков, разделяемых канавками, что позволяет получить необходимую характеристику его жесткости. В различ-

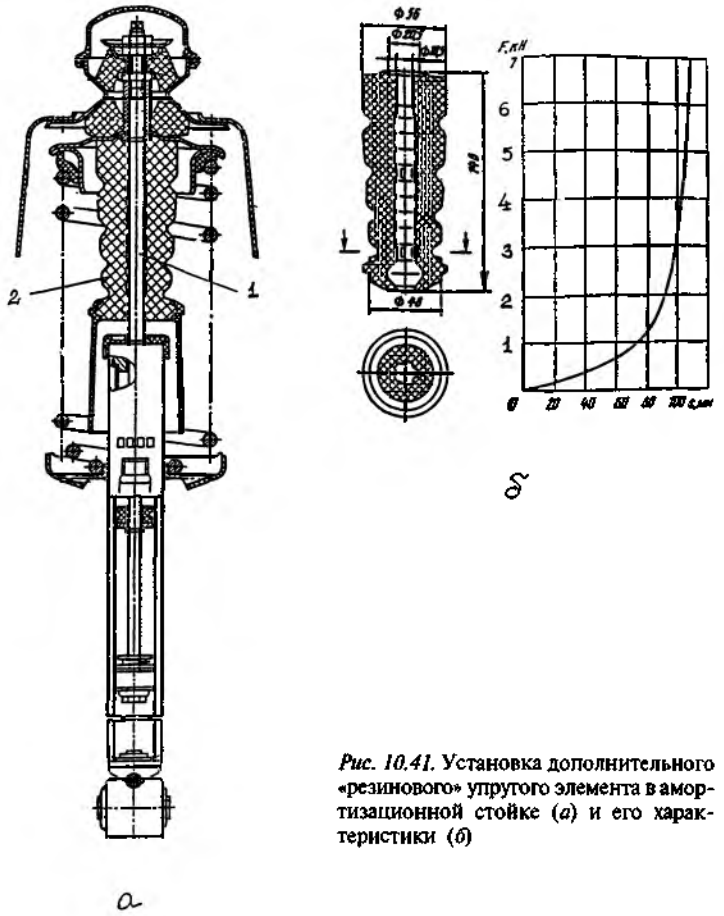


Рис. 10.41. Установка дополнительного «резинового» упругого элемента в амортизационной стойке (*а*) и его характеристики (*б*)

ных конструкциях он включается в работу при сжатии стойки на 10—40 мм.

Буферы могут изготавливаться не только из резины, но и синтетических материалов, например из полиуретана.

10.4. Направляющие устройства подвески

10.4.1. Сравнительный анализ зависимых и независимых подвесок

В самом общем случае по типу направляющего устройства подвески подразделяются на зависимые и независимые.

Зависимая подвеска обеспечивает непосредственную механическую связь правого и левого колес моста (*рис. 10.50—10.55*). В случае

независимой подвески такой непосредственной связи нет, и в этом смысле колеса независимы (*рис. 10.56—10.64*). Однако в связи с тем, что перемещение одного из колес под действием дорожного возмущения изменяет положение кузова автомобиля, то это обязательно вызывает деформацию подвесок остальных колес и соответствующее их перемещение.

Некоторое время назад зависимые подвески как передних, так и задних колес применялись на большинстве автомобилей общего назначения. При использовании рессоры в качестве как упругого элемента, так и направляющего устройства такие подвески наиболее просты. Однако совершенствованию автомобиля мешали недостатки зависимых подвесок, а именно:

- наличие балки, перемещающейся вместе с колесами и не позволяющей при низком капоте легкового автомобиля продвинуть двигатель вперед и разместить его над мостом, что позволило бы получить более рациональную компоновку всего автомобиля;
- большая масса неподрессоренных частей, особенно у ведущих мостов;
- склонность к возбуждению колебаний управляемых колес вследствие суммирования гироскопических моментов левого и правого колес.

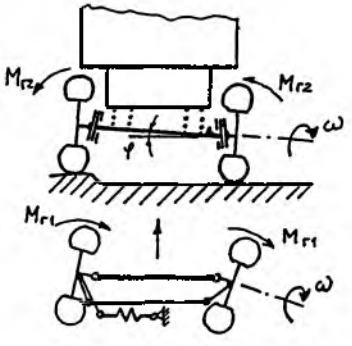


Рис. 10.42. Схема возникновения гироскопических моментов при зависимой подвеске управляемых колес.

Последний недостаток можно пояснить следующим образом. Одной из причин таких колебаний являются, как показано на *рис. 10.42*, поперечные угловые перемещения колес при движении по неровной дороге. При изменении плоскости вращения колес, которые являются своеобразными маховиками, на каждом из них появляется гироскопический момент. В случае зависимой подвески оба колеса наклоняются синхронно, поэтому суммарный гироскопический момент получается значительным. Гироскопические моменты M_{r_1}, действуя в плоскости перпендикулярной плоскости вращения колес, стремятся повернуть их относительно шкворней. При повороте же колес относительно шкворней возникают гироскопические моменты M_{r_2}, стремящиеся наклонить балку моста в вертикальной плоскости. В определенных условиях в силу ряда других причин могут возникнуть устойчивые автоколебания колес вокруг шкворней. Колебания управляемых колес относительно их шкворней могут привести к отклонению автомобиля от заданной траектории движения и поэтому опасны. Кроме того, они вызывают повышенный износ шин.

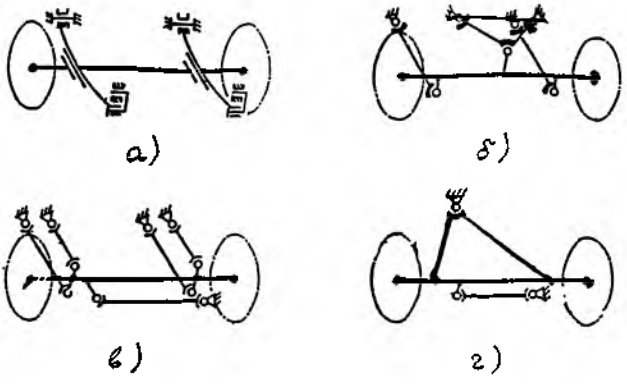


Рис. 10.43. Схемы некоторых направляющих устройств зависимых подвесок

Независимые подвески в той или иной мере лишены перечисленных недостатков. С их применением удается ниже расположить двигатель и пол багажника легкового автомобиля и, следовательно, уменьшить высоту центра масс всего автомобиля. Практически все независимые подвески обеспечивают малый наклон колеса при переезде неровностей. Широкие возможности варьирования кинематикой направляющих устройств позволяют улучшить показатели управляемости и устойчивости автомобиля. Металлоемкость таких подвесок обычно ниже.

Тем не менее на грузовых автомобилях и на многих автобусах наибольшее распространение имеют зависимые подвески с листовыми рессорами, что, как отмечалось, объясняется простой конструкцией и низкой стоимостью. Некоторое распространение получили также зависимые подвески с пневматическими упругими элементами. Независимые подвески на автомобилях этих типов встречаются редко.

В задних подвесках легковых автомобилей направляющее устройство зависимого типа распространено достаточно широко. Однако рессора все чаще заменяется пружиной. В последнее время в самостоятельную группу выделились задние подвески для переднеприводных автомобилей со связанными рычагами, условно называемые полузависимыми (*рис. 10.54*).

10.4.2. Зависимые подвески

Как отмечалось, зависимые подвески, использующие полуэллиптическую рессору в качестве упругого элемента, могут не иметь специального направляющего устройства (*рис. 10.43 а*). Когда применяются упругие элементы другого типа, а также при необходимости разгрузить рессору от продольных и поперечных сил и моментов используется направляющее устройство (*рис. 10.43 б—г*).

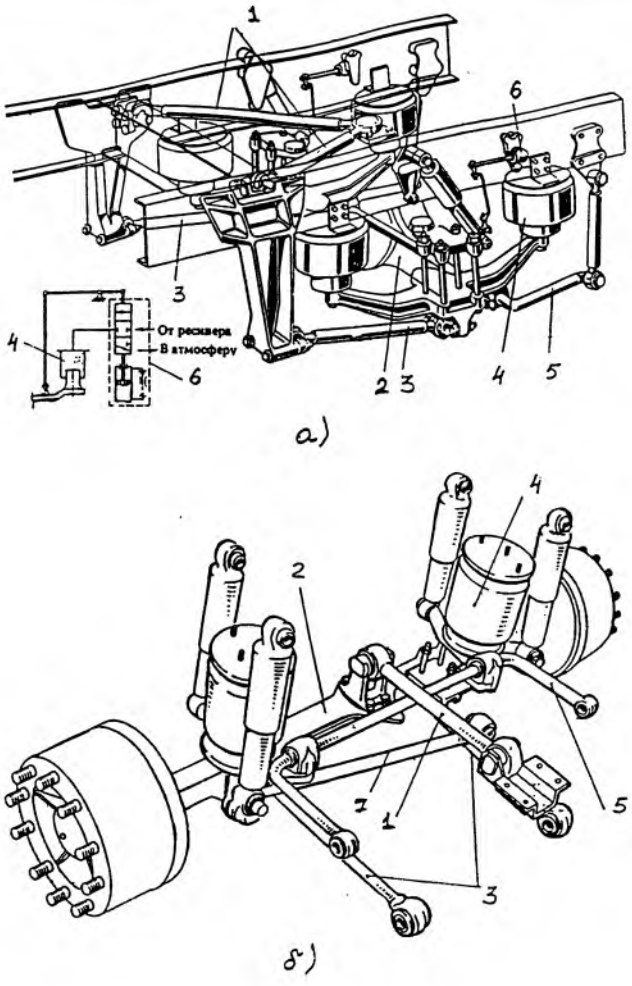


Рис. 10.44. Направляющие устройства подвесок с пневматическими упругими элементами

При пневматических упругих элементах широко применяется направляющее устройство из двух продольных и двух диагональных штанг (*рис. 10.43 б* и *рис. 10.44 а*). Две верхние штанги *1*, расположенные под углом к продольной оси автомобиля, задними концами шарнирно присоединяются к кронштейну на балке моста *2* (кронштейн на рисунке не показан), а передними концами — к поперечинам или лонжеронам рамы. Они воспринимают как продольные, так и поперечные силы, реализуемые колесами. Две нижние продольные штанги *3* воспринимают только продольные усилия. Такая система штанг разгружает упругие элементы *4* и от реактивного

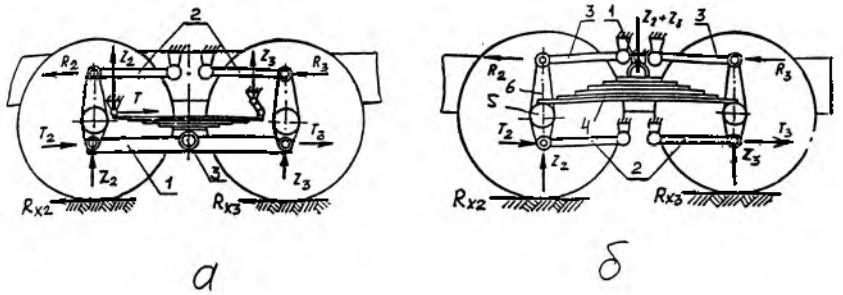


Рис. 10.45. Схемы наиболее распространенных балансирных подвесок

момента. Положение штанг и их длина выбираются, исходя из условий работы карданной передачи. Для уменьшения крена кузова рассматриваемая подвеска имеет стабилизатор поперечной устойчивости *5*. Как и в большинстве подвесок с пневмоэлементами установлен регулятор их жесткости (высоты положения кузова) *6*.

На *рис. 10.44 б* показан вариант направляющего устройства, в котором вместо двух верхних диагональных штанг применена одна верхняя продольная *1*, расположенная вблизи плоскости симметрии автомобиля, а для восприятия боковых сил используется поперечная тяга *7*, шарнирно соединенная с балкой моста и рамой автомобиля, часто называемая тягой Панара.

По компоновочным причинам вместо одной могут применяться две верхние продольные штанги, приближенные к колесам моста (*рис. 10.43 в*).

Для передачи продольных сил и реактивных моментов колеса может использоваться и треугольная рама (*рис. 10.43 г*), называемая дышлом, с одной стороны жестко прикрепленная к балке моста, а с другой — посредством сферического шарнира к кузову.

У трехосных грузовых автомобилей по соображениям их маневренности и компоновочным причинам второй и третий мосты обычно сближены. Для выравнивания нагрузок, действующих на такие мосты, применяют балансирные подвески. Конструкции балансирных подвесок довольно разнообразны, а некоторые из них отличаются повышенной сложностью.

На *рис. 10.45* представлены схемы двух относительно простых и наиболее распространенных балансирных подвесок. В подвеске с жесткими балансирными балками *1* (*рис. 10.45 а*) нормальная нагрузка передается на раму в двух местах крепления рессоры. Продольные силы и реактивные моменты воспринимаются верхними штангами *2* и через балансирные балки — рессорами. Тележка, образованная двумя мостами, имеет возможность качаться относительно оси балансиров *3*.

Показанная на *рис. 10.45 б* и *рис. 10.46* подвеска с балансирными рессорами, называемая классической, наиболее распространена. Ее

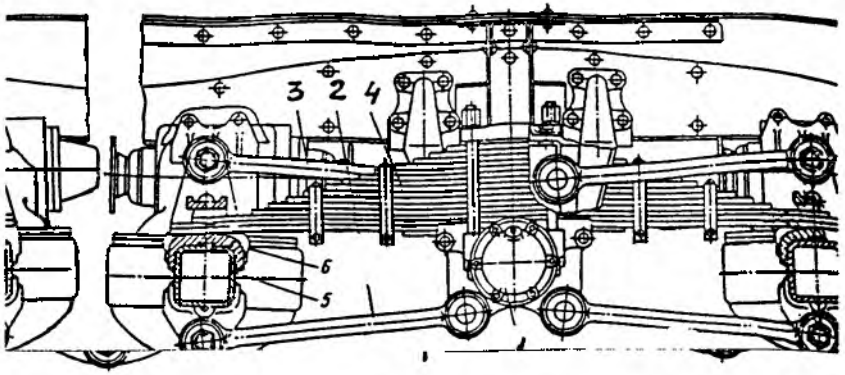


Рис. 10.46. Балансирная рессорная подвеска

недостаток в том, что вся нормальная нагрузка на раму передается сосредоточенно через кронштейны *1* (ось балансира) балансирных рессор *4*. Каждый мост *5* подвешен при помощи кронштейнов *6* на трех штангах: двух нижних *2* и одной верхней *3*, которые воспринимают продольные силы и моменты.

Боковые силы в обеих рассмотренных подвесках передаются на раму самими рессорами. Существуют конструкции, подобные показанным на *рис. 10.44*, использующие для этих целей поперечные или диагональные штанги.

Зависимая задняя подвеска длительное время была весьма распространена на легковых автомобилях классической компоновки.

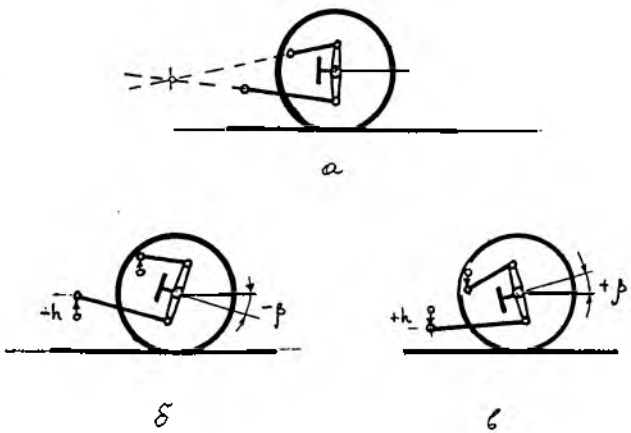


Рис. 10.47. Кинематика перемещения продольных рычагов зависимой подвески заднего ведущего моста
а — нормальная статическая нагрузка; *б* — разгруженное состояние; *в* — полностью груженое состояние.

Она способствует уменьшению крена кузова на поворотах вследствие сравнительно высокого положения центра крена. При этом колеса практически не наклоняются относительно дороги, как это происходит у большинства независимых подвесок, что благоприятно сказывается на управляемости автомобиля.

Помимо общих требований к задней зависимой подвеске ведущих колес предъявляют некоторые специфические требования, в частности:

- при ходе сжатия она должна обеспечивать наклон оси ведущей шестерни неподрессоренной главной передачи вниз (*рис. 10.47*). Это позволяет уменьшить высоту туннеля в полу легкового автомобиля и улучшить условия работы карданной передачи;
- при крене кузова на повороте она должна обеспечивать поворот моста вокруг вертикали обычно в сторону поворота передних управляемых колес (*рис. 10.48*). Это позволяет влиять на характеристики управляемости автомобиля (*рис. 10.49*), так как изменяет положение автомобиля относительно траектории криволинейного движения.

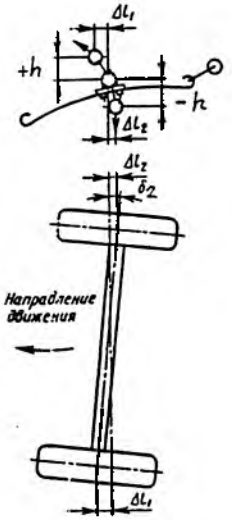


Рис. 10.48. Схема кинематического поворота балки моста

На *рис. 10.50* представлена задняя зависимая подвеска ведущего моста легкового автомобиля. Упругими элементами здесь служат спиральные пружины *1*, установленные в чашках на балке моста и через резиновые виброизолирующие прокладки – на кузове. Ограничители хода сжатия *2* установлены соосно пружинам, специального ограничителя хода отбоя здесь нет. Имеется дополнительный резиновый буфер *7*, предотвращающий жесткие удары передней части картера главной передачи о кузов при больших прогибах подвески в сочетании с поворотом моста, благодаря податливости резиновых втулок крепления штанг, под действием реактивного момента в процессе интенсивного разгона автомобиля.

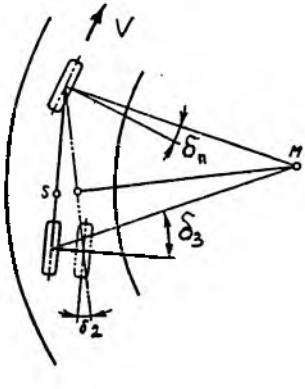
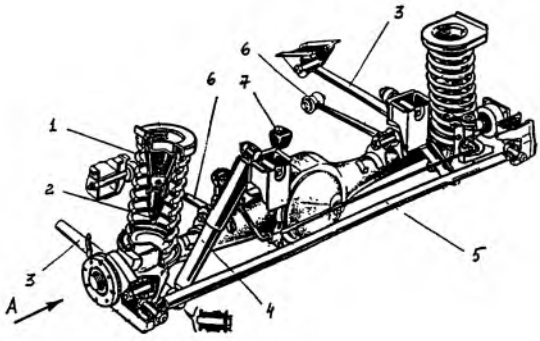


Рис. 10.49. К оценке влияния кинематического поворота задних колес автомобиля на траекторию его движения

Направляющим устройством являются две верхние *6*, две нижние *3* и поперечная *5* штанги (тяги), установленные



Вид А

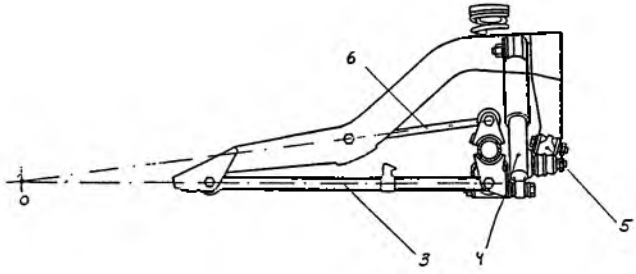


Рис. 10.50. Задняя зависимая пружинная подвеска

между мостом и кузовом и закрепленные в резинометаллических шарнирах. Продольные штанги, работая совместно, воспринимают продольные силы и реактивные моменты, действующие на балку моста. Поперечная же штанга уравновешивает только боковые силы (схема этого направляющего устройства показана на *рис. 10.43 в*).

При качании поперечной тяги происходит относительное поперечное смещение кузова и подвески, что ухудщает курсовую устойчивость автомобиля. Однако это наиболее простое и дешевое устройство применяется достаточно широко.

Верхние штанги короче нижних; причем длины штанг и их соотношение подобраны таким образом, чтобы обеспечить хорошие условия работы заднего карданного шарнира и шлицевого соединения карданного вала.

Верхние и нижние штанги наклонены по отношению друг к другу так, что их оси пересекаются спереди от оси колес, образуя мгновенный центр *О* продольного качания подвески, что обеспечивает при торможении автомобиля «антиклевковый эффект». Амортизаторы *4* установлены с наклоном вовнутрь в поперечной вертикальной плоскости по компоновочным соображениям. Кроме того, так установленные амортизаторы оказывают некоторое сопротив-

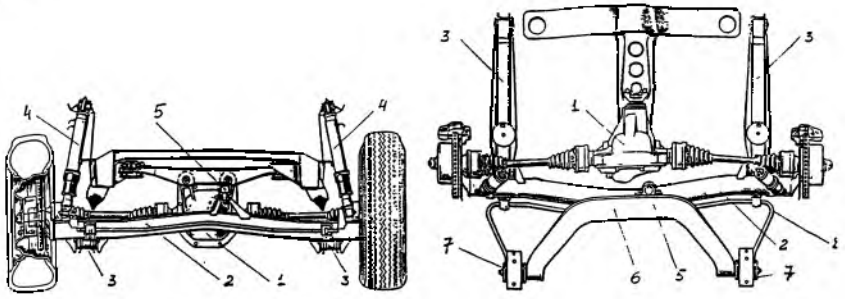


Рис. 10.51. Вариант конструкции зависимой подвески ведущих колес

ление относительному перемещению моста и кузова под воздействием боковых сил.

На легковых автомобилях иногда применяются задние зависимые подвески с подрессоренной главной передачей. Основные их преимущества состоят в значительном уменьшении массы неподрессоренных частей и возможности понижения пола багажника вследствие небольшого вертикального размера балки и отсутствия перемещения картера главной передачи. Кроме того, рессора или направляющее устройство подвески получаются разгруженными от реактивного крутящего момента, в том числе и от тормозного, если тормозные механизмы установлены у главной передачи. Как отмечалось выше, ведущий мост в таком случае относят к типу «Де-Дион». Один из вариантов такой конструкции с упругими элементами в виде рессор показан на *рис. 9.7.* В конструкции, представленной на рисунке *10.51*, балка моста *2* направляется двумя нижними продольными рычагами *3* с резинометаллическими шарнирами как на кузове, так и на балке и одним верхним широким вильчатым рычагом *6*. Этот рычаг одним жестким сферическим шарниром *5* присоединен к балке и двумя резинометаллическими шарнирами *7* — к кузову. Из компоновочных соображений верхний рычаг направлен назад и не мешает креплению главной передачи к кузову. Упругими элементами служат спиральные пружины (на рисунке не показаны), опирающиеся на продольные рычаги. Подвеска имеет телескопические амортизаторы *4* и стабилизатор поперечной устойчивости *8*.

В зависимых подвесках задних колес применяются также направляющие устройства, у которых нижние штанги *1*, как показано на *рис. 10.52 а*, расположены перед осью колес, а верхние *2* — позади ее. При этом они образуют у каждого колеса так называемый механизм Уатта. Преимущество такой схемы состоит в том, что при торможении под действием реактивного момента как нижняя, так и верхняя тяги работают на растяжение, то есть нет опасности потери тягой продольной устойчивости, как при ее сжатии. Кроме того, как видно из схемы на *рис. 10.52 б*, кинематика подвески

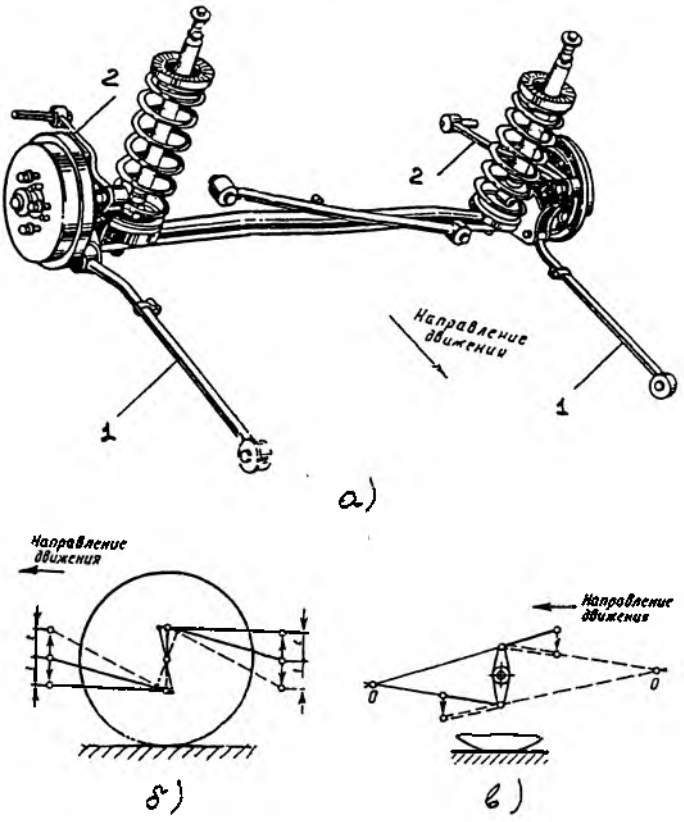


Рис. 10.52. Зависимая задняя подвеска с продольными механизмами Уатта.
а — общий вид; *б* — схема кинематики при прогибах подвески; *в* — схема возможного перемещения центра продольного качания при прогибах подвески

обеспечивает при крене кузова (когда имеют место равные, но противоположно направленные прогибы подвесок) перемещение балки моста в поперечной вертикальной плоскости без поворота в плане, что может положительно сказаться на управляемости автомобиля, в особенности переднеприводного.

Механизм Уатта, установленный вместо тяги Панара в поперечной плоскости (*рис. 10.53*), позволяет исключить относительные поперечные смещения кузова и моста при прогибах подвески. Однако такой механизм более сложен по конструкции и компоновке. Более того, при продольном расположении этот механизм может сильно смещать центр продольного качания подвески при изменении нагрузки на нее (центры O_1 и O_2 на *рис. 10.52 в*), а следовательно, отрицательно влиять на антиклевковые свойства подвески.

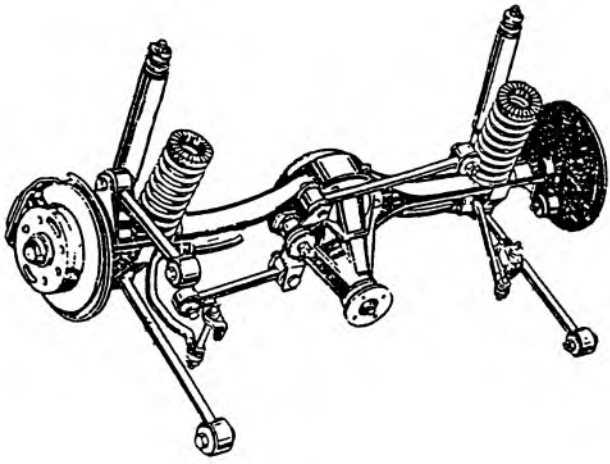


Рис. 10.53. Зависимая задняя подвеска с поперечным механизмом Уатта

Оригинальным является направляющее устройство показанной на *рис. 10.54* задней подвески, впервые примененной в 70-е годы на переднеприводных автомобилях. Ее условно называют полузависимой, псевдозависимой или подвеской со связанными рычагами.

Два рычага *1*, по одному с каждой стороны, закреплены при помощи резино-металлических шарниров на кузове, а на других их концах установлены ступицы ведомых колес. Рычаги приварены к поперечине *2*, профиль которой может быть разнообразным, но в целях снижения крутильной жесткости обязательно незамкнутым. При неодинаковых ходах правого и левого колес поперечина испытывает деформации изгиба и кручения. В таком случае поперечина выполняет роль стабилизатора крена и за счет пространственного поворота крайних сечений участвует в формировании кинематики перемещения колес. Для того чтобы уменьшить напряжения в сварных швах на рычагах и поперечине, профиль последней выбирают с малым сопротивлением кручению. Вместе с тем подвеска должна

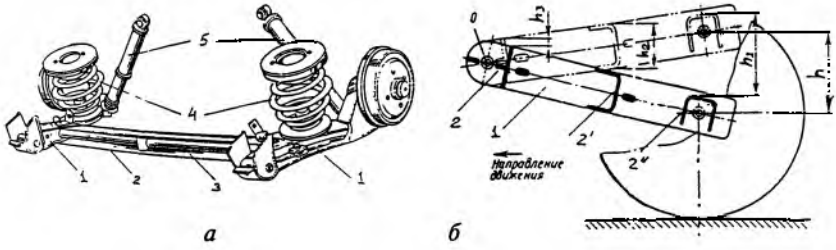


Рис. 10.54. Полузависимая задняя подвеска
а — общий вид; *б* — возможные варианты положения поперечины и ее профиля

быть жесткой в поперечном направлении, поэтому профиль сечения как рычагов, так и поперечины имеет большое сопротивление изгибу под действием боковых сил. Считается, что по кинематике такая подвеска приближается к независимой подвеске на одном диагональном рычаге (*рис. 10.56 ж*). В тех случаях, когда по соображениям управляемости автомобиля необходимо увеличение угловой жесткости подвески, внутрь поперечины устанавливают стабилизатор (*3* на *рис. 10.54*), концы которого приваривают (реже соединяют другим способом) к рычагам.

Такая подвеска обладает практически всеми преимуществами задней независимой подвески на продольных рычагах (см. далее). Будучи проще и дешевле ее, она позволяет получить широкий багажник с достаточно низким полом. Кроме того, эта подвеска, как и некоторые другие, является агрегатированной, то есть может быть полностью собрана до установки на автомобиль, что снижает трудоемкость конвейерной сборки автомобиля, а также технического обслуживания и замены самой подвески.

Следует обратить внимание на некоторые другие конструктивные особенности подвески, показанной на *рис. 10.54 а*. Опорные поверхности рычагов опущены ниже оси колес, на них установлены бочкообразные пружины *4*, в сжатом состоянии имеющие весьма малую высоту. Все это позволяет низко расположить пол багажника. Места крепления амортизаторов *5* находятся позади колес, поэтому скорость перемещения штока и эффективность демпфирования при прочих равных условиях выше.

Имеются конструкции, в которых поперечина *2* (*рис. 10.54 б*) установлена соосно с шарнирами продольных рычагов и при неодинаковых ходах колес испытывает главным образом деформации кручения, то есть выполняет функции стабилизатора крена (см. ниже). Так же как и в предыдущем случае, рычаги и поперечина делаются жесткими на изгиб.

В подвеске, показанной на *рис. 10.55*, поперечина *1* в виде легкой балки U-образного профиля через усилители *3* приварена к продольным пластинчатым рычагам *4* и через фланцы *9* соединяет ступицы *14* правого и левого колес. Учитывая необходимость закручивания продольных рычагов при неодинаковых прогибах подвески слева и справа, они присоединяются к поперечине вблизи колес так, что хорошо передают реактивный момент и продольную силу тормозящего колеса, но весьма податливы в поперечном направлении и практически не препятствуют наклонам балки относительно кузова при его крене. Для передачи боковых сил устанавливается тяга Панара *5*. При крене кузова поперечина, скручиваясь под воздействием рычагов, создает дополнительное упругое сопротивление. Для увеличения угловой жесткости подвески внутри поперечины в резиновой втулке установлен стабилизатор *2*, штифтами *10* он крепится во втулках фланцев *9*. Такая подвеска является

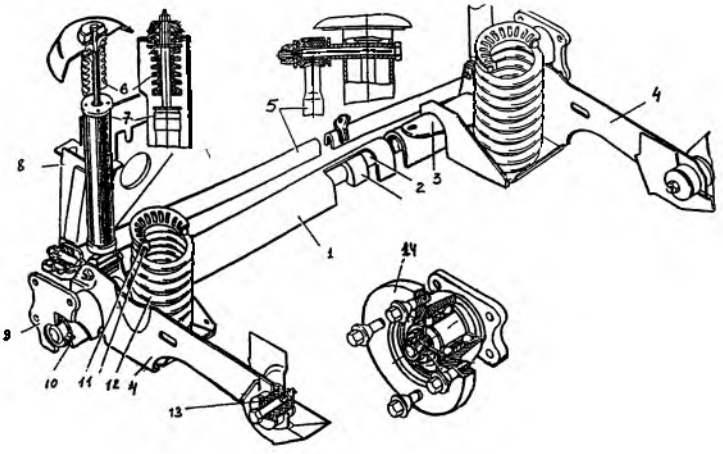


Рис. 10.55. Зависимая (со скручиваемой балкой) задняя подвеска

обыкновенной зависимой, иногда ее называют зависимой со скручиваемой балкой. Спереди рычаги крепятся к кронштейнам на кузове посредством резинометаллических шарниров *13*. Тяга *5* также при помощи резинометаллических шарниров крепится к поперечине *1* и кронштейну на кузове *8*. Цилиндрические спиральные пружины *12* опираются на чашку, приваренную как к поперечине, так и к рычагу, а верхним торцом через резиновую прокладку *11* — на несущую часть пола кузова. Амортизаторы *7* через резиновые втулки крепятся к поперечине, а штоком с резиновыми подушками — к кузову. На штоке установлен длинный полиуретановый буфер сжатия *6*; ограничитель хода отбоя находится также на штоке, но внутри амортизатора.

Как уже отмечалось, варьированием расположения поперечины по длине рычага можно влиять на кинематику перемещения колес при крене кузова автомобиля, то есть оказывать воздействие на характеристики его управляемости. Необходимо учитывать и то обстоятельство, что чем дальше назад, к оси колеса, сдвигается поперечина, тем большее пространство над осью колеса (под полом багажника) требуется для ее размещения.

10.4.3. Независимые подвески

Независимые подвески получили широкое распространение для передних управляемых колес легковых автомобилей, так как в этом случае существенно улучшаются возможности компоновки моторного отсека или багажника и, что немаловажно, снижаются предпосылки для возникновения автоколебаний колес (см. п. 10.4.1). Применение независимой подвески задних ведущих колес автомобилей классической компоновочной схемы усложняет и удорожает

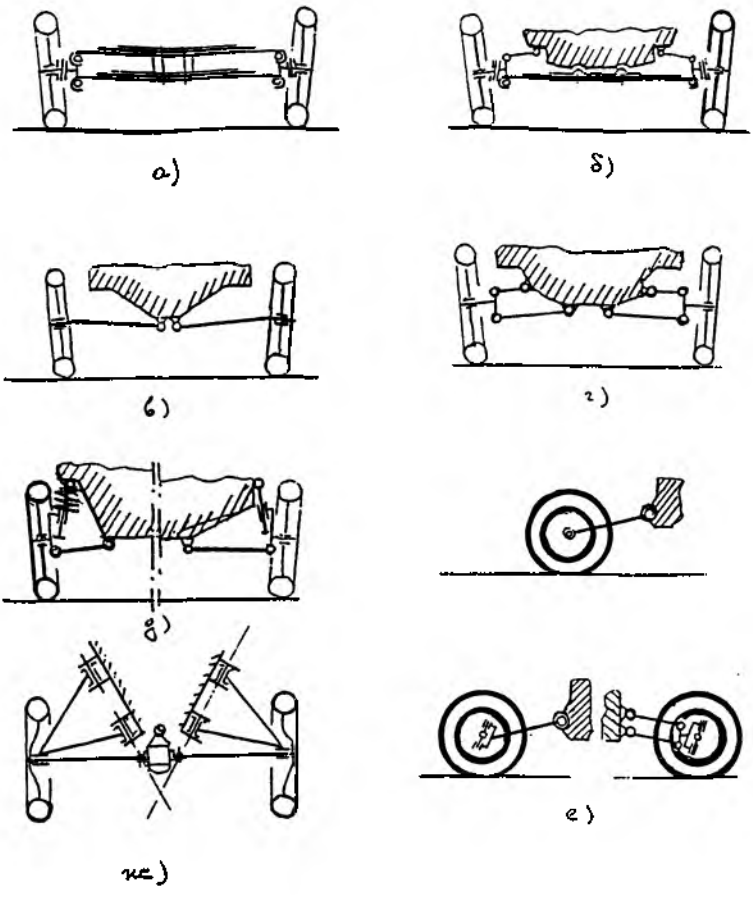


Рис. 10.5б. Схемы независимых подвесок

кон- струкцию, поэтому не является повсеместным. На автомобилях переднеприводной и заднемоторной компоновочных схем задняя независимая подвеска применяется очень часто, так как хорошо компонуется с силовым агрегатом, установленным в задней части автомобиля, а у переднеприводного автомобиля позволяет понизить пол багажника (увеличить его объем).

Принципиальных схем направляющих устройств независимых подвесок очень много. Однако для описания основных свойств достаточно их классифицировать по количеству рычагов и расположению плоскости качания рычагов.

В качестве упругого элемента в этих подвесках обычно применяют пружины, несколько реже — торсионы и иногда другие элементы, в частности расширяется применение пневматических элементов. Упругий элемент, за исключением рессоры, практически не влияет на функции направляющего устройства.

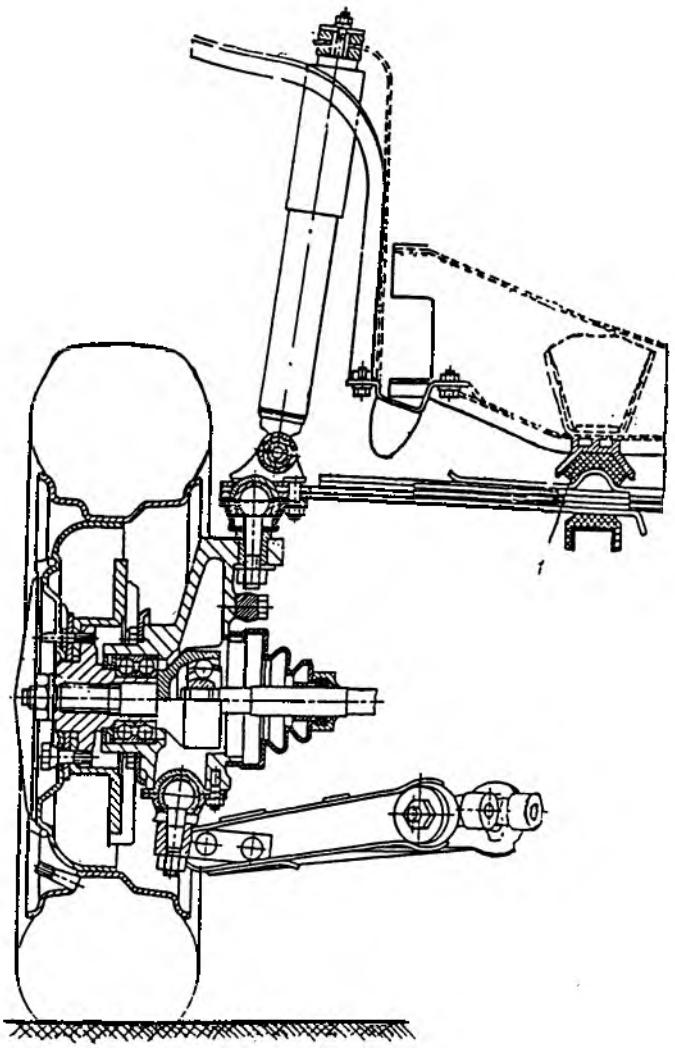


Рис. 10.57. **Передняя независимая подвеска с поперечной рессорой**

Подвески на поперечных рессорах (*рис. 10.56 а, б*) представляют наиболее старую их разновидность, унаследованную автомобилем от кареты. Они наиболее просты и дешевы. Здесь рессора также выполняет функции направляющего устройства или его части.

Для увеличения угловой жесткости подвески часто поперечную рессору крепят к кузову в разнесенных опорах (*рис. 10.56 б*). Однако при деформации рессоры расстояние между присоединительными поверхностями на ней меняется, поэтому приходится присоединять рессору к кузову через резиновые блоки *1* (*рис. 10.57*), что влечет

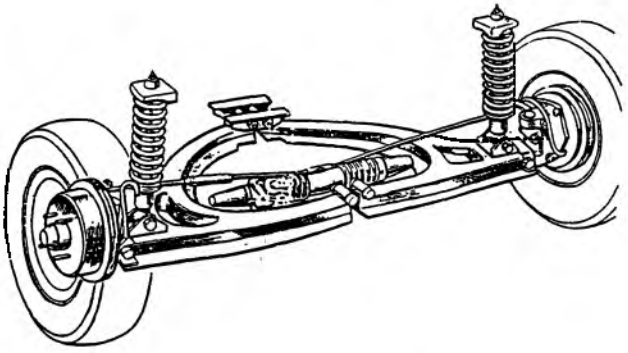


Рис. 10.58. Передняя независимая подвеска на одном поперечном рычаге

за собой повышенную поперечную податливость подвески. Использование таких подвесок ограничивается легковыми автомобилями особо малого класса. Вследствие малой длины рессора оказывается или очень жесткой, или имеет высокие напряжения, что снижает ее долговечность. Подвеска на двух поперечных рессорах к тому же затрудняет компоновку моторного отсека или багажника и в настоящее время не применяется.

Работа подвески на одном поперечном рычаге (*рис. 10.56 в*) сопровождается значительным изменением плоскости вращения колеса и боковыми смещениями отпечатка шины на дороге. Угловые изменения плоскости вращения сопровождаются гироскопическими моментами, поворачивающими колесо вокруг шкворня, и дополнительными боковыми реакциями дороги. Как боковые смещения колеса относительно дороги, так и качение наклоненного колеса приводят к повышенному износу шин и ухудшению курсовой устойчивости автомобиля. Однако при такой подвеске можно добиться, что при движении автомобиля на повороте колеса будут наклоняться в сторону, противоположную крену кузова. Такая кинематика бывает весьма желательна для задней подвески некоторых автомобилей. Кроме того, гироскопические моменты не могут вызвать поворота неуправляемых колес, а лишь несколько увеличивают силы, действующие на рычаг и шарнир. Подвеска весьма проста, однако указанные недостатки ограничивают ее применение.

Независимая подвеска с качанием рычагов в продольной плоскости (*рис. 10.56 е*) в большинстве случаев отличается простотой. Вместе с тем имеет и ряд недостатков:

— невозможность оказывать конструктивное влияние на кинематику перемещения колес при наклоне несущей системы, то есть изменение плоскости вращения колес в точности соответствует изменению угла крена кузова;

- недостаточная жесткость рычагов передней подвески в поперечном направлении, что вызывает самопроизвольный поворот колес в случае значительных боковых сил и вынуждает делать рычаги короткими. В передней подвеске по компоновочным причинам не удается применить вильчатые рычаги с широко разнесенными опорами на кузове;
- невозможность при расположении переднего колеса позади оси качания одиночного рычага воспрепятствовать «клевку» при торможении. Если колесо расположено впереди оси качания рычага, то при наезде на препятствие на кузов передается более жесткий удар;
- существенное изменение угла продольного наклона оси поворота колеса в передней подвеске на одном рычаге (см. гл. 13).

В качестве передней подвески такая схема в настоящее время применяется крайне редко. Для задней подвески переднеприводных автомобилей эта конструкция дает некоторые выгоды, так как благоприятно влияет на управляемость и, ввиду отсутствия сзади трансмиссии, позволяет увеличить объем багажника.

В целом область применения подвесок с продольным качанием рычагов обычно ограничивается особо малым и малым классами; для более тяжелых автомобилей она становится громоздкой, тяжелой и недостаточно жесткой.

В подвеске, показанной на *рис. 10.59*, короткие кованые рычаги *1* и *6* качаются в продольной плоскости в пластмассовых втулках *7*, которые запрессованы в поперечные трубы *8* и *12*, закрепленные на несущих элементах пола кузова. Рычаги прямоугольными отверстиями в торцах и установочными винтами *11* соединены с пластинчатыми торсионами *9*. Последние закреплены во втулках *10* с прямоугольными отверстиями посредством установочных винтов *11*. Втулки приварены к трубам в плоскости симметрии автомобиля. Трубы герметизированы и через специальные отверстия заполнены жидким смазочным материалом для снижения трения между пластинами торсионов, а также между опорными втулками и рычагами. Дополнительная спиральная пружина *13* устанавливается соосно амортизатору *14* на модификациях автомобиля повышенной массы. Сферические шарниры *2* и *3* стойки подвески при частичном износе антифрикционных вкладышей могут быть отрегулированы путем завинчивания чашеобразной резьбовой крышки *4*.

Применяемая только в качестве задней, подвеска на диагональных (косых) рычагах, схема которой показана на *рис. 10.56 ж*, является удачным компромиссом, позволяющим скомпенсировать недостатки предыдущих схем. При такой конструкции оси качания правого и левого рычагов пересекаются. В этом случае колея и плоскость вращения колеса при ходе подвески изменяются меньше, чем при одном поперечном рычаге, и, кроме того, возникает поворот колеса в плане. Кинематику подвески можно коррек-

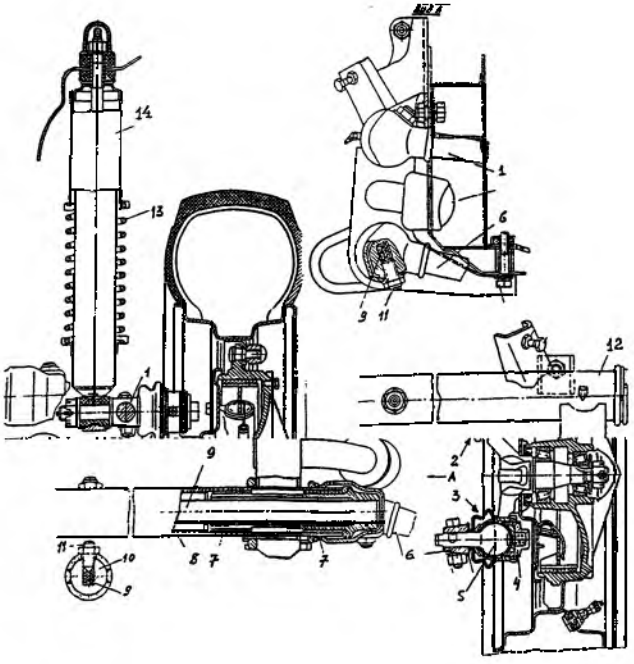


Рис. 10.59. Передняя независимая торсионная подвеска с продольными рычагами

тировать в широких пределах за счет наклона осей качания рычагов как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости. Прохождение осей качания через центры внутренних шарниров приводных валов колес, как показано на *рис. 10.56 ж*, при наличии устройств, компенсирующих изменение длины валов, необязательно.

Вариант конструкции задней независимой подвески на косых рычагах показан на *рис. 10.60*. В таких подвесках, как и в задних подвесках с качанием колеса в продольной плоскости, рычаги *1* обычно имеют развитую вильчатую форму с широко разнесенными шарнирами. Они хорошо воспринимают как продольные, так и боковые силы. В рассматриваемой подвеске штампо-сварные рычаги резинометаллическими шарнирами присоединены к кронштейнам на поперечине *3*. К этой же поперечине крепится картер главной передачи *4*. С целью уменьшения передачи вибраций поперечина крепится к кузову через резиновые подушки *2* (третья опора на рисунке не показана). Подвеска снабжена стабилизатором поперечной устойчивости *5* (см. ниже) и телескопическими амортизаторами *7*. В качестве упругих элементов используются бочкообразные пружины *6*.

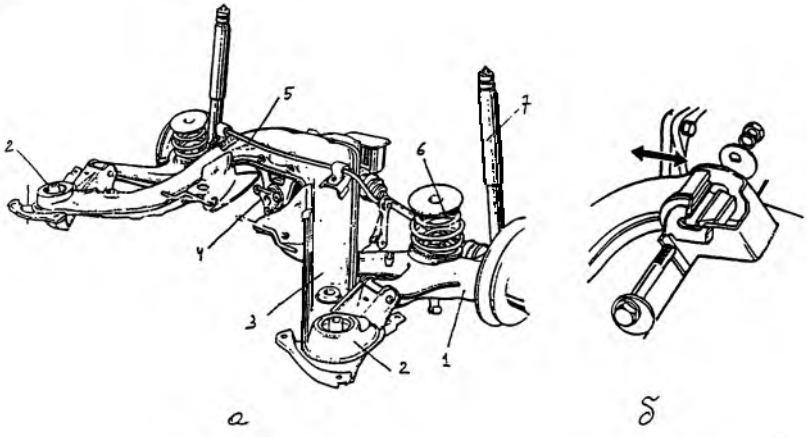


Рис. 10.60. **Задняя независимая подвеска на косых рычагах**
а — общий вид; б — регулировка положения рычага посредством эксцентриковой шайбы

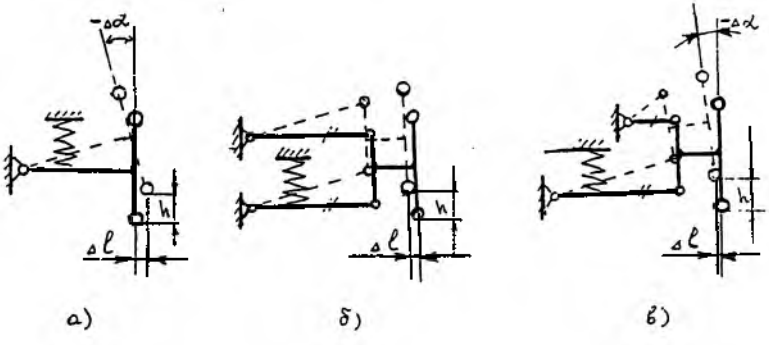


Рис. 10.61. **Сравнение кинематик подвесок с качанием рычагов в поперечной плоскости**

Подвеска на двух поперечных рычагах (*рис. 10.56 г*) до недавнего времени являлась наиболее распространенным типом передней подвески легкового автомобиля. Если такую подвеску выполнить «параллелограммной», то есть снабдить параллельными рычагами одинаковой длины, то она полностью исключит изменение наклона плоскости вращения колеса при вертикальных перемещениях кузова. Однако, как видно из *рис. 10.61 б*, боковые перемещения колеса (изменение колеи) при этом будут значительными. Лучшую кинематику можно получить, сделав верхний рычаг короче нижнего (*рис. 10.61 в*). В этом случае при сжатии подвески в результате вертикального перемещения кузова происходит небольшой наклон колеса в сторону, соответствующую уменьшению бокового смещения отпечатка шины.

Конструктор может выбирать угол наклона рычагов подвески и их осей как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости.

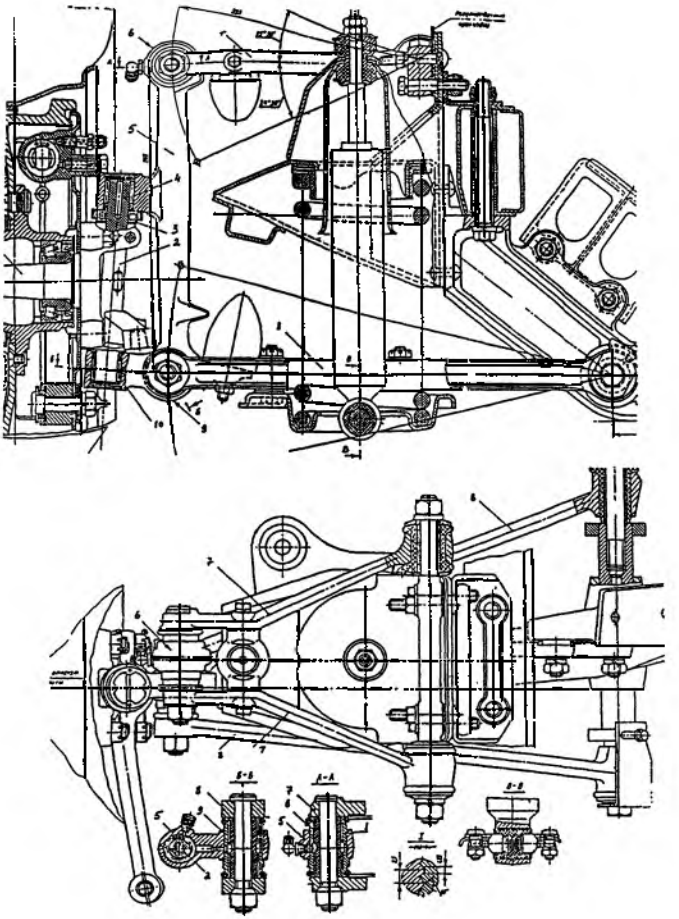


Рис. 10.62. Передняя независимая шкворневая подвеска на двух поперечных рычагах

Это позволяет влиять на высоту центра крена и обеспечивать подвеске «антиклевковые» свойства (см. *рис. 10.3* и *рис. 10.5*).

Между короткими верхними рычагами остается достаточно большое пространство для размещения вдоль не только рядного, но и V-образного, а в отдельных случаях даже и поперечно расположенного двигателя.

Подвеска рассматриваемого типа применяется на автомобилях любого класса. Упругие элементы здесь могут быть любого типа. Рычаги подвески чаще всего выполняются вильчатой формы, кованые (*рис. 10.62*) или штампованные (*рис. 10.63*). Такая форма и соответствующее разнесение шарниров позволяют одинаково хорошо передавать как боковые, так и продольные силы.

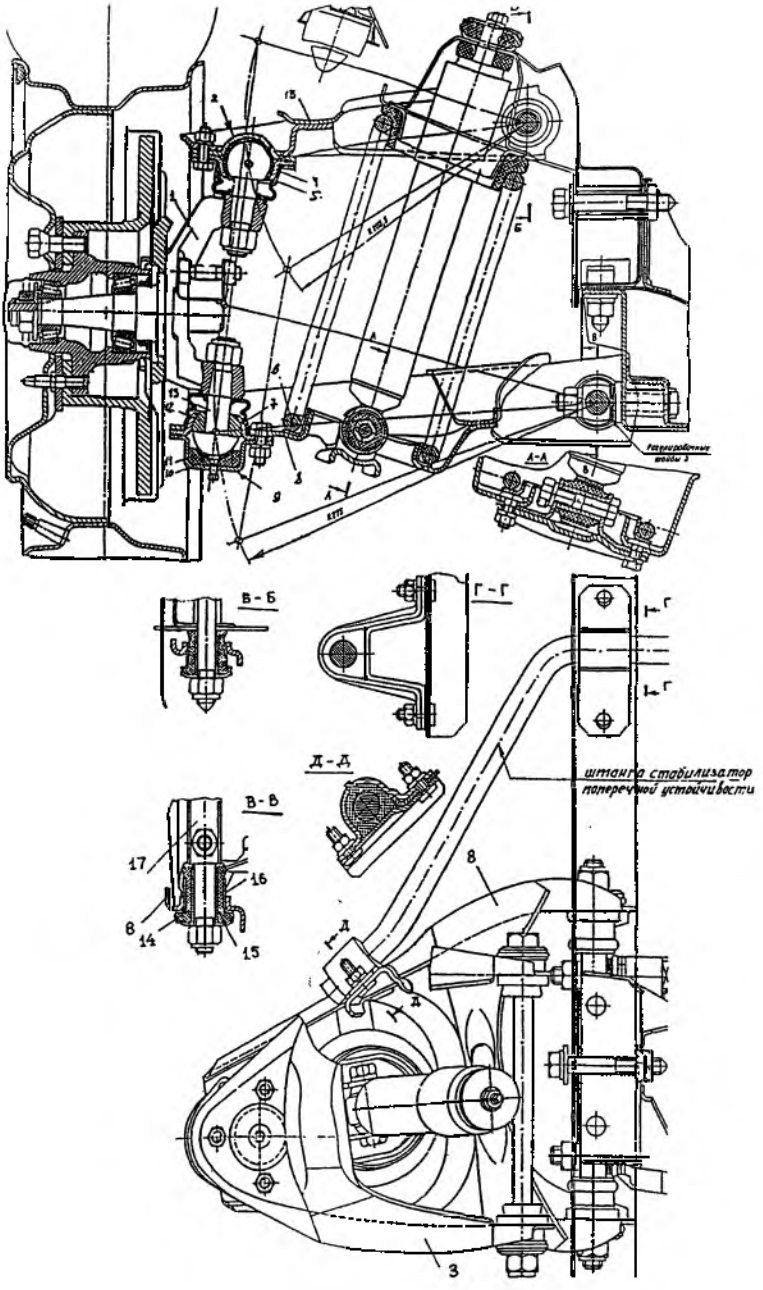


Рис. 10.63. **Передняя независимая бесшкворневая подвеска на двух поперечных рычагах**

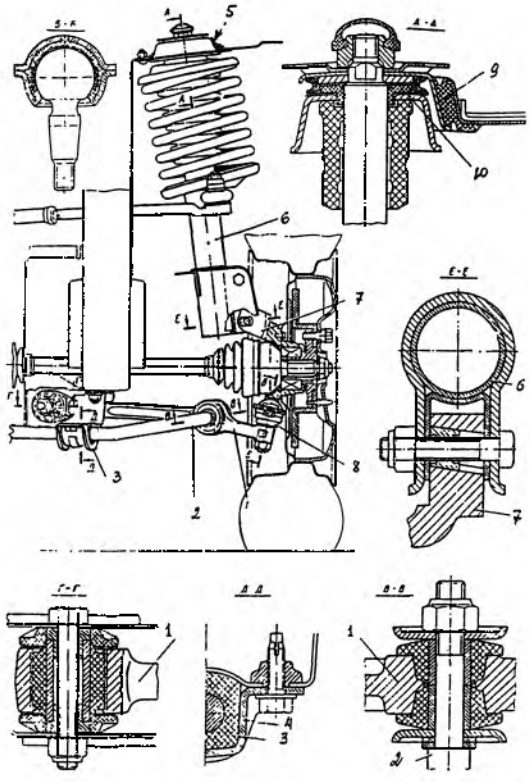


Рис. 10.64. **Передняя независимая подвеска с качающейся упруго-амортизационной стойкой**

В последнее время широкое распространение получила подвеска типа «качающаяся свеча» (подвеска Мак-Ферсон), схема которой приведена на *рис. 10.56 д*, а вариант конструкции показан на *рис. 10.64*. Она состоит из одного рычага *1* и телескопической стойки *6*, с одной стороны жестко связанной с поворотным кулаком *7*, а с другой – закрепленной в пяте *5*. Пята представляет собой упорный подшипник *10*, установленный в податливом резиновом блоке *9*, закрепленном на кузове. Стойка имеет возможность покачиваться за счет деформации резинового блока и поворачиваться вокруг оси, проходящей через упорный подшипник и наружный шарнир *8* рычага.

К преимуществам данной подвески относят меньшее число деталей, меньшую массу и высвобождение пространства в моторном отсеке или багажнике. Обычно стойка подвески объединяется с амортизатором, а упругий элемент (пружина, пневмоэлемент) устанавливается на стойке. Имеются конструкции, использующие тор-

сион, присоединенный к рычагу. Недостатком последних является увеличение нагруженности шарниров рычага.

К недостаткам подвески Мак-Ферсон следует отнести повышенные износы направляющих элементов стойки при больших ходах подвески, ограниченные возможности варьирования кинематики и несколько большую шумность (по сравнению с подвеской на двух поперечных рычагах).

Подвеска с качающейся амортизационной стойкой, показанная на *рис. 10.64*, имеет кованый рычаг *1*, к которому через резиновые подушки присоединено плечо стабилизатора *2*. Поперечная часть стабилизатора резиновыми подушками *3* и стальными скобами *4* крепится к поперечине кузова. Таким образом, диагональное плечо стабилизатора передает на кузов продольные силы колеса и, следовательно, составляет часть интегрированного рычага направляющего устройства подвески. Резиновые подушки позволяют компенсировать перекосы, возникающие при качании такого составного рычага, а также гасят продольные вибрации, передаваемые от колеса на кузов.

Шток телескопической стойки закреплен на нижнем основании резинового блока *9* верхней пяты *5* и не поворачивается вместе со стойкой *6* и установленной на ней пружиной. В таком случае при любых поворотах управляемых колес стойка *6* также поворачивается относительно штока, снимая трение покоя между штоком амортизатора и его направляющей, поршнем амортизатора и цилиндром, что улучшает реагирование подвески на малые дорожные неровности.

Пружина установлена не соосно стойке, а наклонена в сторону колеса для того, чтобы уменьшить поперечные нагрузки на штоке, его направляющей и поршне, возникающие под воздействием вертикальной силы на колесе. Из *рис. 10.65* следует, что если векторы трех внешних сил, действующих на стойку: вертикальной реакции дороги R_z, силы рычага $P_р$ и силы пружины $P_п$ – пересекутся в одной точке, то они будут взаимно уравновешенными. В противном случае эти силы создадут момент, опрокидывающий стойку, который будет уравновешиваться моментом силы $P_о$ на верхней опоре. Сама сила $P_о$ не оказывает серьезного воздействия на опору, однако между поршнем и цилиндром стойки возникает поперечная сила $P_ц$, а между штоком и направляющей – $P_н$. Эти две силы будут увеличивать трение в стойке и вызывать повышенный износ рабочих поверхностей. Путем установки пружины с опреде-

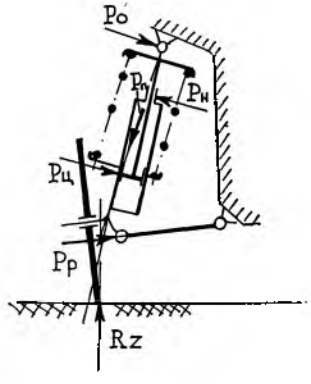


Рис. 10.65. Схема сил, действующих на качающуюся упруго-амортизационную стойку

ленным наклоном можно для заданного положения подвески полностью устранить эти вредные силы, а для других положений подвески – ослабить их.

Особенностью подвески управляемых колес является то, что она должна позволять колесу совершать повороты независимо от прогиба упругого элемента. Это обеспечивается с помощью так называемого шкворневого узла. Подвески могут быть шкворневыми и бесшкворневыми.

При шкворневой подвеске, пример которой показан на *рис. 10.62*, поворотный кулак *1* закреплен на шкворне *2*, который установлен с некоторым наклоном к вертикали на стойке *5* подвески. Для уменьшения момента трения в этом шарнире могут применяться игольчатые радиальные *4*, *10* и шариковые упорные *3* подшипники качения. Наружные концы рычагов *7*, *8* подвески связаны со стойкой цилиндрическими шарнирами, обычно выполненными в виде смазываемых подшипников скольжения *6*, *9*. Иногда для лучшего удержания смазочного материала сопрягаемые поверхности шарнира делают резьбовыми.

Основным недостатком шкворневой конструкции является большое количество шарниров. При качании рычагов направляющего устройства в поперечной плоскости невозможно достичь «антиклевкового эффекта» за счет наличия центра продольного крена подвески, так как оси качания рычагов должны быть строго параллельны.

Гораздо больше распространены бесшкворневые независимые подвески. В бесшкворневой подвеске (*рис. 10.63*) цилиндрические шарниры стойки *1* заменены сферическими *2* и *9*. Конструкции таких шарниров разнообразны, показанная на *рис. 10.63* содержит палец *13* с полусферической головкой, на него надет металлокерамический опорный вкладыш *12*, работающий по сферической поверхности корпуса шарнира *7*. Палец опирается на вкладыш *11* из специальной резины с нейлоновым покрытием, установленный в обойме *10*. Корпус крепится к рычагу подвески. При повороте колеса палец поворачивается вокруг своей оси во вкладышах *12* и *11*. При прогибах подвески палец совместно с вкладышем *12* качается относительно центра сферы — для этого в корпусе имеется овальное отверстие. Этот шарнир является несущим, так как через него передаются вертикальные силы от колеса к упругому элементу, пружине *6*, опирающейся на нижний рычаг *8*.

Шарниры, не нагруженные вертикальной силой колеса, обычно имеют более простую конструкцию. В рассматриваемой подвеске шарнир *2*, связывающий стойку *1* с верхним рычагом *3*, при сборке просто залит термореактивной пластмассой *4* с тонким слоем антифрикционного фторопласта на поверхности трения, прилегающей к сфере пальца *5*.

Рычаги подвески крепятся к кузову либо посредством цилиндрических подшипников скольжения, либо с помощью резинометаллических шарниров, работающих за счет деформации сдвига резиновых втулок. Последние не требуют смазки и обладают виброизолирующими свойствами. Поэтому такие шарниры практически вытеснили подшипники скольжения. Резиновая втулка *14* запрессована (либо привулканизирована) во внутреннюю *15* и наружную *16* металлические обоймы. Наружная обойма, в свою очередь, запрессована в отверстие рычага подвески *8*, а внутренняя обойма затянута на неподвижной оси *17* гайкой. Долговечность и надежность работы резиновой втулки зависит в основном от величины деформации сдвига. Уменьшить эту деформацию, а заодно и повысить виброзащитные свойства можно, увеличив толщину слоя резины.

10.4.4. Элементы направляющих устройств

Рычаги направляющих устройств подвески можно укрупненно разделить на следующие две группы:

- работающие на растяжение, сжатие и изгиб;
- испытывающие также значительные скручивающие нагрузки.

Рычаги первой группы входят в состав независимых подвесок на двух продольных или поперечных рычагах и типа «качающаяся свеча». Наиболее просты и технологичны стальные штампованные сварные конструкции открытого профиля (*рис. 10.66 а*). В случае, когда нагрузки на рычаг высоки, могут применяться и коробчатые сечения, а также кованые (*рис. 10.62*) или литые (*рис. 10.67*) рычаги. В последнем случае часто используются легкие, например алюминиевые, сплавы и полимерно-композиционные материалы.

Рычаги, работающие также и на кручение, — это одинарные продольные, косые или поперечные рычаги обычно независимых и полузависимых подвесок задних колес. Они испытывают сложное

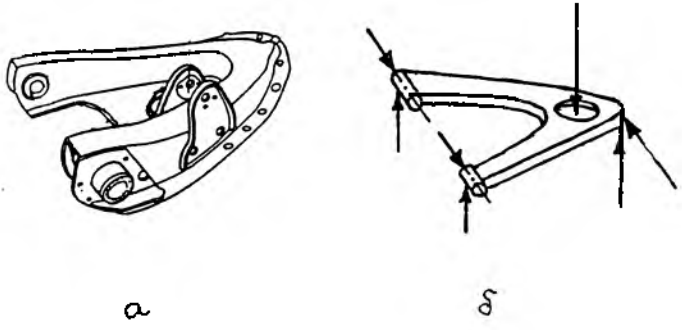


Рис. 10.66. Штампованый поперечный рычаг (*а*) и схема сил, действующих на него (*б*)

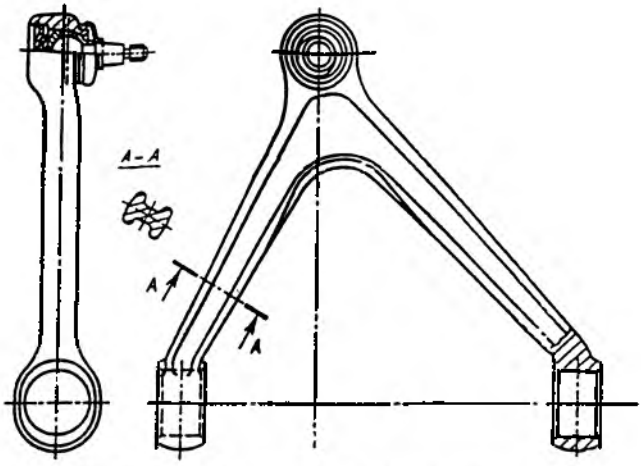


Рис. 10.67. Литой из алюминиевого сплава поперечный рычаг

нагружение, воспринимая не только силы в различных режимах качения колеса, но и реактивные моменты колеса в тормозном режиме движения автомобиля. Для уменьшения изменения плоскости вращения колес под действием нагрузок они должны быть достаточно жесткими как на изгиб, так и на кручение. Поэтому такие рычаги имеют замкнутые (кольцевые или коробчатые) сечения в наиболее нагруженных местах. Изготавливаются они чаще всего из трубчатых или штампованных (*рис. 10.60*) заготовок, соединяемых сваркой, либо делаются литыми.

Сферические шарниры с малым трением беззазорно соединяют стойку независимой подвески (поворотный кулак) управляемого колеса с рычагами. Как отмечалось, эти шарниры должны обеспечивать угловые перемещения в вертикальной плоскости, возникающие при изменении прогиба подвески, и вращательные в горизонтальной плоскости (близкой к ней) при управляемом повороте колес.

Различают несущие (высоконагруженные) шарниры, через которые передаются вертикальные силы от колеса к упругому элементу, и направляющие, или поддерживающие, шарниры. Несущие шарниры, в свою очередь, подразделяются на узлы прямого и обратного действия. Отличительным признаком «прямых» шарниров (*рис. 10.68 а*) является то, что осевая сила от вертикальной нагрузки на колесо, действующая на сферический палец *1*, вдавливает этот палец в корпус шарнира *2*. В «обратных» шарнирах (*рис. 10.68 б*) эта осевая сила стремится вырвать палец через овальное отверстие из корпуса. Очевидно, что по соображениям безопасности автомобиля несущие шарниры, и особенно обратного действия, должны обладать весьма высокой надежностью.

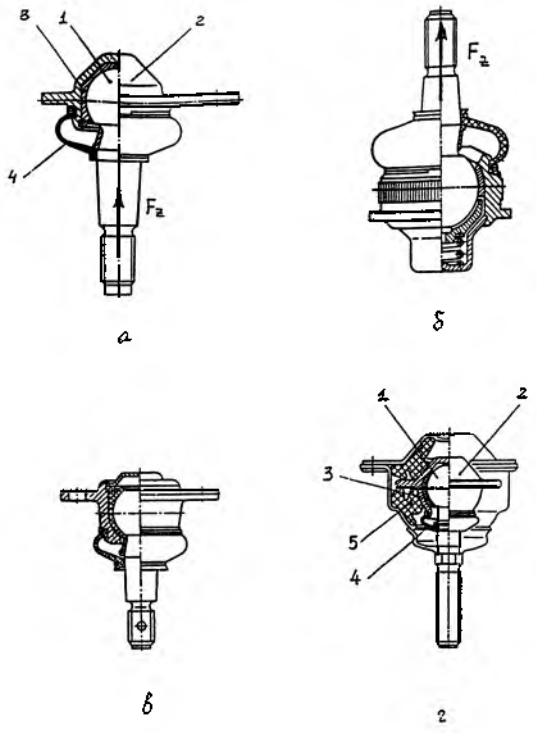


Рис. 10.68. Разновидности сферических шарниров
а — прямой несущий; б — перевернутый несущий; в — направляющий; г — перевернутый несущий в резиновых подушках

По компоновочным причинам несущие шарниры своим корпусом крепятся чаще всего к рычагу подвески, а палец посредством небольшого конуса, обеспечивающего беззазорность соединения, — к поворотному кулаку (*рис. 10.63*). Сферическая поверхность пальца *1* (*рис. 10.68 а*) для снижения сил трения полируется; при сборке шарнир заполняется долговечной смазкой, плотно закрывается резиновым чехлом *4* и обычно не требует обслуживания в эксплуатации. Для улучшения виброизоляции кузова автомобиля корпус шарнира может устанавливаться в резиновых подушках (*5* на *рис. 10.68 г*).

Направляющие шарниры (*рис. 10.68 в*) внешне мало отличаются от несущих, однако конструктивно они предназначены для передачи в основном поперечных сил и лишь в незначительной степени осевых.

Шарниры, предназначенные для соединения с кузовом (рамой) качающихся элементов направляющих устройств подвески (рычагов, штанг и рессор), должны иметь малое внутреннее трение, обладать виброизолирующими (демпфирующими) свойствами и не требовать обслуживания в эксплуатации. При этом они должны также иметь определенную жесткость для того, чтобы либо сохранять кинематику

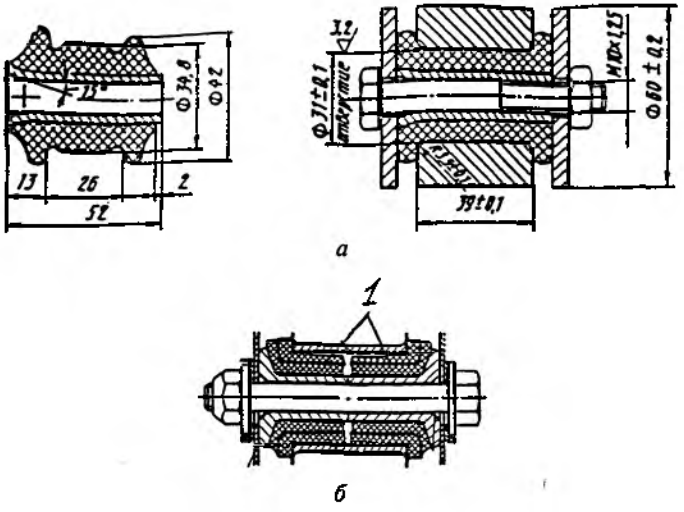


Рис. 10.69. Разновидности цилиндрических резино-металлических шарниров
а — резина привулканизирована к внутренней втулке и запрессована непосредственно проушину рычага; *б* — два двухслойных сайлент-блока запрессованы в проушину рычага

направляющего устройства при любых режимах нагружения, либо за счет собственной деформации корректировать кинематические характеристики в зависимости от величины нагружающей силы (так называемая эластокинематика). Перечисленные требования достаточно противоречивы и в совокупности полностью трудновыполнимы.

На легковых автомобилях эти требования в определенной мере реализуются при использовании резинометаллических шарниров. Такие шарниры могут быть использованы и на грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Различают резинометаллические элементы, работающие преимущественно на кручение, и опоры (подушки), испытывающие сжатие с изгибом.

Шарниры, работающие на кручение, имеют две разновидности. Это так называемые сайлент-блоки, в которых резиновая деталь запрессована между внутренней и наружной стальными втулками или привулканизирована к ним. При сборке подвески наружная втулка сайлент-блока запрессовывается в проушину рычага, а внутренняя болтом или гайкой притягивается к кронштейну на кузове или раме. При качании рычага или тяги подвески резина скручивается, испытывая деформации сдвига без скольжения относительно втулок; максимальный угол закрутки ±15°. Допустимый угол перекоса осей металлических втулок ±8°.

В другом конструктивном исполнении резиновая деталь запрессовывается непосредственно в проушину рычага и на внутреннюю стальную втулку (*рис. 10.69 а*). Поскольку из-за малого диаметра

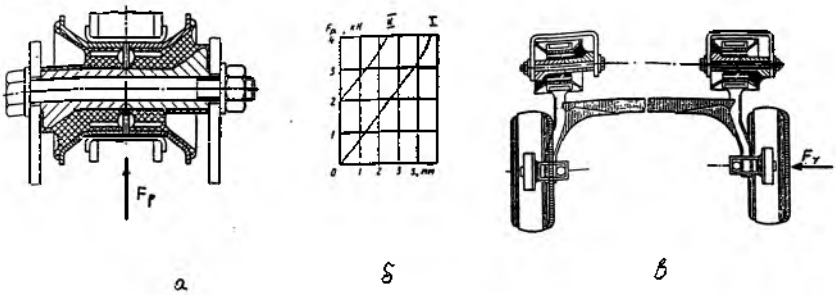


Рис. 10.70. Корректирующий сайлент-блок
а — устройство; *б* — характеристика жесткости; *в* — схема установки в задней полузависимой подвеске
I — чисто радиальное обжатие; II — радиальное обжатие при наличии боковой силы

тангенциальные силы между внутренней втулкой и резиной значительно больше, чем между той же резиной и наружной втулкой, то соединение с внутренней втулкой обычно усиливают вулканизацией. Такие шарниры конструктивно несколько проще. Для надежной передачи осевых усилий резиновая втулка имеет развитые торцевые заплечики. При этом применяется меньшее радиальное обжатие резины при сборке, и поэтому шарнир имеет меньшую крутильную жесткость. Однако при примерно том же допустимом угле закрутки такой шарнир допускает меньшие перекосы (±4°).

Радиальную или осевую жесткость шарнира можно увеличить за счет введения в резиновую деталь твердых втулок (*1* на *рис. 10.69 б*) или шайб. При этом жесткость на кручение остается практически неизменной.

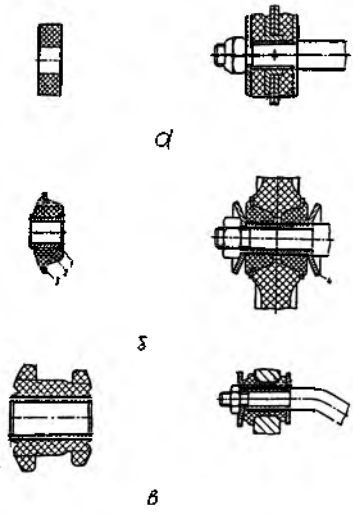


Рис. 10.71. Разновидности резинометаллических опор растяжек поперечных рычагов подвески

В отдельных случаях резинометаллическим шарнирам могут придаваться корректирующие свойства. Так, например, при применении обычных цилиндрических шарниров в подвеске со связанными рычагами типа той, что показана на *рис. 10.70 в*, вследствие изгиба рычагов в горизонтальной плоскости и деформации шарниров под действием боковых реакций дороги на повороте задние колеса самопроизвольно поворачиваются в сторону, противоположную повороту передних колес. Это может отрицательно сказаться на управляемости автомобиля. Показанные на *рис. 10.70 а* корректирующие шарниры на внутренних и наружных втулках имеют направляющие конусы, которые при боковой де-

формации резины смещают наружные втулки (вместе с рычагами подвески) относительно внутренних так, что уменьшают или устраняют описанный поворот колес вместе с направляющим устройством подвески.

При соединении рычагов подвески с кронштейнами на кузове посредством растяжек применяют резиновые подушки, которые дают определенную свободу качания и демпфируют вибрации, передаваемые от колес (*рис. 10.71*). Особенность конструкций большинства таких опор состоит в том, что им придается высокая податливость при небольших перемещениях (5—7 мм) для эффективного демпфирования вибраций и быстро увеличивающаяся жесткость при больших деформациях, чтобы существенно не нарушалась кинематика направляющего устройства. Для этого применяются профилированные шайбы и буртики в сочетании со сборочным предварительным натягом резиновых элементов.

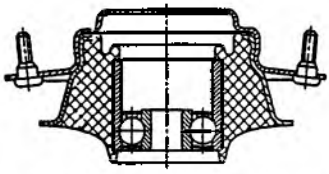


Рис. 10.72. Связанная верхняя опора стойки подвески

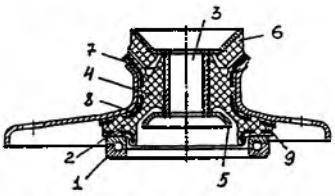


Рис. 10.73. Раздельная верхняя опора стойки подвески

Крепление верхней части стойки подвески типа «качающаяся свеча» к кузову автомобиля, независимо от того, передняя это или задняя подвеска, должно иметь хорошие демпфирующие свойства, чтобы максимально снизить передачу на кузов вибраций, идущих от колеса. Опоры должны иметь осевую податливость для обеспечения эффективного демпфирования и достаточную радиальную жесткость с целью сохранения кинематики подвески. При этом должно быть обеспечено качание стойки, кинематически возникающее при прогибах подвески. Эти свойства достигаются за счет применения специально спрофилированных резиновых элементов опор (*рис. 10.72* и *рис. 10.73*), которые наружной поверхностью привулканизированы к стальной обойме, предназначенной для крепления к кузову, а внутренней — к элементам присоединения стойки подвески.

Чтобы обеспечить малое сопротивление повороту управляемых колес и стойки, в опору вводится подшипник скольжения (см. *рис. 10.64*) или, что предпочтительнее, подшипник качения, причем к наружной обойме последнего может быть непосредственно привулканизирован резиновый элемент опоры (*рис. 10.72*). Если в подшипнике опоры предусмотрено крепление как чашки пружины, так и штока амортизатора и оба названных элемента поворачиваются совместно, то такая опора называется связанной (см. *рис. 10.33*). Однако, как было отмечено выше, если шток удерживается от поворота креплением в опоре (см. *рис. 10.64*), то это снижает трение в подвеске. Такая опора называется раздельной.

В конструкции, для которой предназначена опора, показанная на *рис. 10.73*, чашка пружины стойки подвески опирается на подшипник *1* и давит на резиновую часть *2*. Шток амортизатора крепится во втулке *3* и нагружает при работе резиновую часть опоры *4*, которая имеет меньшую жесткость по сравнению с частью *2*. При быстром ходе сжатия амортизатора деформация опоры от сил на штоке ограничивается профилированной шайбой *5*, а при ходе отбоя – обрезиненным упором *6*. Для улучшения характеристик жесткости опоры в ее резиновый элемент введены твердые вставки *7*, *8* и *9*.

10.4.5. Регулирование углов установки управляемых колес и наклона оси поворота

Как подробно объясняется в главе 13, оси поворота управляемых колес в целях стабилизации устанавливаются с наклоном к вертикали, а колеса — с развалом и схождением. При эксплуатации автомобиля может возникнуть необходимость регулирования названных углов.

Угол поперечного наклона оси поворота колес имеет достаточно большое начальное значение, а его роль в обеспечении стабилизации колес сравнительно невелика. При этом изменение угла в ходе эксплуатации за срок службы автомобиля обычно не превышает 10% начального значения. Поэтому отдельно регулирование этого угла, как правило, не выполняется, хотя он соответственно меняется при регулировании угла развала.

Изменение угла схождения управляемых колес осуществляется за счет элементов рулевого привода. Схождение неуправляемых колес обеспечивается при сборке автомобиля и эксплуатационной регулировки обычно не имеет. Принцип действия регулировочных узлов там, где они все же имеются, аналогичен применяемому для изменения угла развала.

Углы развала и продольного наклона оси поворота колеса имеют, как правило, приспособления для регулирования только в независимых подвесках. В случае зависимых и полузависимых подвесок таких регулировок обычно нет, и величины углов восстанавливают только в случае повреждения автомобиля путем замены или правки соответствующих деталей.

В независимых подвесках на поперечных рычагах регулирование осуществляется перемещением в определенном направлении одной из внутренних осей качания рычагов. Так, в подвеске, показанной на *рис. 10.63*, между осью нижнего рычага и несущей поперечиной соосно переднему и заднему болтам крепления установлено несколько круглых шайб. Уменьшение толщины пакета шайб на одну и ту же величину спереди и сзади (удаление шайб) приводит к увеличению угла развала без изменения угла продольного наклона оси поворота. Удаление шайб спереди при соответствующем добавлении их числа сзади сопровождается поворотом нижнего рычага

в плане, при котором нижний сферический шарнир сдвигается вперед. Таким образом, увеличивается угол продольного наклона оси поворота колеса практически без изменения угла его развала.

В показанной на *рис. 10.59* подвеске на двух продольных рычагах регулирование развала осуществляется осевым перемещением сферических пальцев шарниров *2* и *3*. Так, палец *5* своим хвостовиком закреплен в рычаге *6* при помощи болтового клеммового соединения. На цилиндрической части пальца выполнена винтовая канавка, в которую при сборке подвески входит средняя часть болта, стягивающего клемму. Отпустив клеммовое соединение без удаления болта из отверстия в рычаге, путем поворота пальца вокруг его оси можно перемещать в поперечном направлении нижний шарнир *3*. При этом соответственно изменяется угол развала колеса. Аналогичные операции можно проделать и с верхним шарниром *2*. В приведенной конструкции угол продольного наклона оси поворота не регулируется.

В подвесках типа «качающаяся свеча» регулирование развала чаще всего предусматривается в местах крепления стойки к поворотному кулаку. Реже встречается регулирование за счет перемещения верхней опоры в овальных отверстиях в местах крепления к кузову автомобиля. В конструкции, показанной на *рис. 10.64*, стойка соединяется с поворотным кулаком двумя болтами. На резьбовой части нижнего болта внутри косого отверстия в поворотном кулаке установлен регулировочный ползун (см. сечение Е-Е). Перемещение этого ползуна вращением болта приводит к изменению развала колеса.

Одним из наиболее распространенных способов регулирования в таких подвесках угла продольного наклона оси поворота колеса является продольное смещение нижнего сферического шарнира за счет изменения длины продольной растяжки рычага (см. сечение В-В на *рис. 10.64*).

Весьма часто в этих подвесках на одном из болтов крепления поворотного кулака предусматриваются эксцентриковые шайбы, контактирующие с боковыми буртиками. Вращение болта с шайбами приводит к изменению развала, а в случае применения таких устройств в подвесках на диагональных рычагах осуществляется также регулирование схождения колес (*рис. 10.60*).

10.5. Стабилизатор поперечной устойчивости

Одним из способов уменьшения крена кузова и улучшения показателей управляемости автомобиля является применение дополнительных упругих элементов, называемых стабилизаторами поперечной устойчивости (крена).

Круглый стержень стабилизатора *1* (*рис. 10.74*), изготовленный из пружинной стали, подвижно (во втулках) крепится на раме или

кузове *2*, а плечами *3* шарнирно соединяется с мостом или рычагами подвески *4*. При крене кузова автомобиля прогибы правой и левой подвесок не одинаковы, и плечи *3* стабилизатора изгибаются, а стержень *1* закручивается. Таким образом, оказывается упругое сопротивление крену кузова. При этом силы, действующие от плеча стабилизатора на подвеску, вызывают уменьшение нагрузки на одном из колес (внутреннем по отношению к центру поворота) и такое же увеличение на другом, то есть происходит перераспределение нормальных нагрузок.

При вертикальных перемещениях кузова прогибы подвесок одинаковы, перемещения плеч *3* стабилизатора также одинаковы, и скручивание стержня *1* не происходит, он только проворачивается в опорных втулках. В этом случае стабилизатор практически не влияет на характеристику подвески.

Оказывая упругое сопротивление поперечному наклону кузова, стабилизатор уменьшает величину угла крена, причем этот эффект не зависит от того, в какой подвеске, передней или задней, он установлен, а определяется только увеличением угловой жесткости подвески, им обеспечиваемым. В результате уменьшения угла крена кузова изменяются не только ощущения и реакции водителя и пассажиров, но также и величины боковых перемещений колес, изменения их развала и схождения. Следовательно, меняются боковые силы, действующие на колеса при криволинейном движении автомобиля, что влияет на реакции автомобиля на повороты руля.

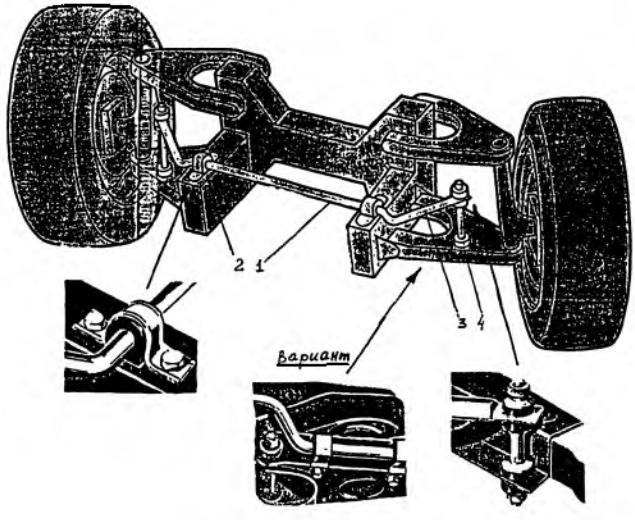


Рис. 10.74. Схема установки стабилизатора поперечной устойчивости

Сопротивление стабилизатора крену кузова при прочих равных условиях увеличивает перераспределение нормальных нагрузок между правым и левым колесами. Изменение же нагрузок на шины по сравнению с номинальными (расчетными) приводит к уменьшению сопротивления их боковому уводу, то есть росту отклонения вектора скорости от плоскости вращения колеса (явление увода шин оказывает серьезное влияние на управляемость автомобиля и поэтому более подробно рассматривается в главе 13). Поскольку перераспределение нагрузок на шины касается именно той подвески, в которой установлен стабилизатор, в данном случае место его расположения имеет определяющее значение. Установка стабилизатора в передней подвеске, обеспечивающая повышение ее угловой жесткости при неизменной угловой жесткости задней, приводит к снижению чувствительности автомобиля к повороту руля. Тот же стабилизатор, установленный сзади, не меняя суммарной угловой жесткости подвески, обеспечит при действии на автомобиль боковых сил увеличение увода задних колес и повышение чувствительности автомобиля к управлению.

10.6. Амортизаторы

10.6.1. Принцип действия и характеристики амортизаторов

Гаситель колебаний, входящий в состав подвески автомобиля в виде отдельного узла, обычно называется амортизатором. Наиболее приемлемыми для автомобиля оказались амортизаторы, работающие по принципу дросселирования потока жидкости. В них, как и в любых типах гасящих устройств, совершается работа сил трения, посредством которой механическая энергия колебаний преобразуется в тепловую, а последняя рассеивается в окружающую среду. При этом основная работа сил трения осуществляется при протекании жидкости через дроссельные отверстия и клапаны.

В процессе прокачивания жидкости через относительно узкое отверстие (*рис. 10.75 а*) зависимость силы сопротивления перемещению поршня P от его скорости V описывается формулой $P = kV^m$, где k — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления, m — показатель степени. Величины k и m зависят от сечения, длины и формы калиброванных отверстий, вязкости жидкости и скорости ее протекания. Сила P является силой неупругого сопротивления жидкости и, следовательно, прямо определяет величину работы сил трения, преобразующей механическую энергию в тепловую.

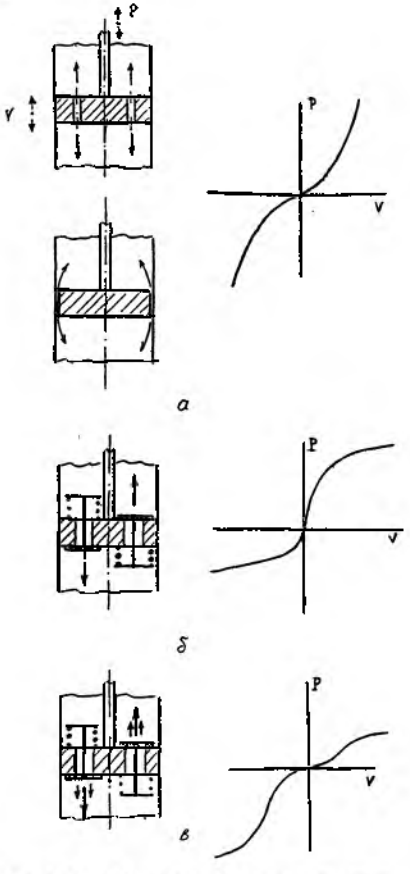


Рис. 10.75. Схемы прокачивания жидкости

а — через дроссельные отверстия;

б — через отверстия большого суммарного проходного сечения с клапанами;

в — через дроссельные отверстия и клапаны

Приведенное соотношение практически не зависит от способа прокачивания: нагнетанием или всасыванием. Однако при дросселировании потока жидкости на всасывании давление за поршнем падает пропорционально силе сопротивления, и при определенной величине разряжение жидкость вскипает (наблюдается явление кавитации). В амортизаторах кавитация, помимо разрушения рабочих поверхностей калиброванных отверстий и клапанов, искажает характеристики сопротивления. Поэтому в подавляющем большинстве гидравлических устройств, в том числе и в автомобильных амортизаторах, дросселирование потока жидкости на всасывании не производится.

Другой причиной значительного ухудшения работы амортизатора является смешивание рабочей жидкости с воздухом. При попадании его в рабочую камеру жидкость эмульсирует, уменьшает вязкость и приобретает упругие свойства. В результате демпфирующие свойства амортизатора ухудшаются, так как совершаемая силами трения работа при прокачивании эмульсии меньше, чем при прокачивании только жидкости. Кроме того, нарушается масляная пленка на поверхности трущихся пар, и амортизатор быстрее изнашивается. Из-за меньшей теплопроводности сама эмульсия быстро разогревается, что приводит к дополнительному снижению вязкости жидкости и более интенсивному ее эмульсированию.

Характеристика амортизатора выражает зависимость силы сопротивления на штоке поршня от скорости поршня. Обычно эта зависимость нелинейная. Для автомобильных амортизаторов характерно то, что если жидкость прокачивать через отверстие постоянного проходного сечения, например в поршне или днище рабочей полости, либо через щель между поршнем и цилиндром (*рис. 10.75 а*), то получаемая характеристика обычно прогрессивна ($m > 1$). Этот

режим работы амортизатора часто называется дроссельным. При прокачивании жидкости через клапаны, проходное сечение которых увеличивается по мере роста давления жидкости (*рис. 10.75 б*), достигается регрессивная характеристика ($m < 1$). Этот режим называется клапанным. Комбинируя описанные способы прокачивания жидкости, можно получить прогрессивно-регрессивную (*рис. 10.75 в*) либо близкую к линейной характеристику.

Амортизаторы с регрессивной характеристикой уже при малых скоростях перемещения штока могут создавать значительную силу сопротивления, что проявляется в эффективном гашении свободных и незначительных вынужденных колебаний кузова и колес. Это способствует уменьшению скорости крена кузова автомобиля при резком повороте руля и снижению интенсивности «клевка» кузова при экстренном торможении. Пологое протекание характеристики при высоких скоростях перемещения штока позволяет предохранить амортизаторы, элементы подвески и кузова, к которым он крепится, от чрезмерно больших сил. Однако если амортизатор с регрессивной характеристикой настроен на эффективное гашение колебаний при движении автомобиля с высокими скоростями, то появятся весьма ощутимые удары в подвеске при переезде неровностей, имеющих крутой фронт, которые часто встречаются на разбитых дорогах. Это снижает комфортабельность автомобиля.

Амортизаторы с прогрессивной характеристикой, наоборот, имеют основной недостаток в том, что они либо создают небольшую силу сопротивления на малых скоростях перемещения штока при приемлемо больших силах (которые прогрессивно растут) на высоких скоростях, либо, при достаточной силе сопротивления на малых скоростях, создают чрезмерно большие нагрузки на высоких скоростях, которые практически блокируют амортизатор и перегружают элементы его крепления.

Сравнивая разные характеристики амортизаторов, следует сопоставлять и их энергоемкость. Как видно из *рис. 10.75 а, б*, при одной и той же силе сопротивления на штоке и скорости его перемещения площадь под кривой в случае прогрессивной характеристики получается меньшей, чем при регрессивной. Эта площадь характеризует среднее значение мощности, потребляемой амортизатором в заданном диапазоне скоростей перемещения его штока, и пропорциональна работе, совершаемой в амортизаторе, то есть его энергоемкости.

Подбирая параметры дросселей и законы изменения проходных сечений клапанов по мере увеличения давления в амортизаторе, можно создать его прогрессивно-регрессивную характеристику (дроссельный режим работы плавно переходит в клапанный), при которой обеспечивается достаточная эффективность на основных режимах и предотвращается блокирование амортизатора при высоких скоростях. Может быть получена и практически линейная характеристика амортизатора, являющаяся компромиссом между рассмотренными двумя.

Не менее важным, чем выбор характеристики, является вопрос о соотношении эффективностей амортизатора на ходе сжатия и отбоя подвески. Принципиально возможны три варианта: а) сопротивление амортизатора при сжатии больше, чем при отбое; б) характеристика центрально-симметрична; в) сопротивление амортизатора при сжатии меньше, чем при отбое.

Характеристика, обеспечивающая большую эффективность амортизатора при сжатии, не применяется по следующей причине. Скорости вертикального перемещения колеса относительно кузова при сжатии подвески в момент переезда дорожной неровности могут быть во много раз больше, чем при отбое, даже с отрывом колеса от дороги. В последнем случае эти скорости зависят лишь от массы неподрессоренных частей, силы сжатия упругого элемента и сопротивления амортизатора. Поскольку максимальная сила на штоке амортизатора при его сжатии ограничивается, исходя из требований прочности подвески и комфортабельности автомобиля, то работа амортизатора при отбое будет весьма малоэффективной, то есть его возможности не будут использованы полностью.

Амортизаторы, имеющие характеристику отбоя более крутую, чем сжатия, позволяют устранить названный недостаток. Однако эффективность работы амортизатора на отбой не должна быть слишком большой. В противном случае при движении автомобиля по дороге, вызывающей продолжительные вертикальные колебания колес, например, по булыжной мостовой, гравийной дороге и т. п., возникает ухудшение управляемости автомобиля вплоть до ее полной потери. Пояснить это явление можно следующим образом. В связи с небольшой высотой неровностей, характерной для названных дорог, и высокой частотой дорожных возмущений колебания кузова из-за его инерционности невелики, и их можно не учитывать. Силы, действующие на подвеску со стороны амортизатора с указанной несимметричной характеристикой, при отбое больше, чем при сжатии, поэтому средний прогиб подвески при ее колебаниях оказывается больше расчетного статического. Это уменьшает динамический ход сжатия подвески и соответственно ее энергоемкость. При этом кузов автомобиля постепенно приближается к дороге на величину изменения среднего прогиба подвески. Процесс хода отбоя подвески по характеру близок к ее свободным колебаниям и в рассматриваемых условиях происходит более медленно, чем сжатие. Поэтому могут возникать периодические отрывы колес от дороги, причем чем больше сопротивление амортизаторов отбою, тем более они длительны.

10.6.2. Классификация амортизаторов

Применяемые на автомобилях гидравлические амортизаторы делятся на: а) телескопические – двухтрубные и однотрубные; б) рычажные.

Телескопические амортизаторы более легкие, чем рычажные, имеют развитую поверхность охлаждения, вследствие большого хода поршня при одинаковой энергоемкости работают при сравнительно

невысоких давлениях рабочей жидкости (2,5—5 МПа) и поэтому менее чувствительны к износам, утечкам, технологичны в производстве и чаще всего хорошо компонуются на автомобиле. Они получили самое широкое распространение. Рычажные амортизаторы работают при более высоких давлениях жидкости (10—20 МПа), имеют бо́льшую массу, малые поверхности охлаждения и меньшие объемы жидкости по сравнению с телескопическими. Энергоемкость этих амортизаторов при утечках резко падает; температура нагрева значительно выше. В силу отмеченных недостатков рычажные амортизаторы в настоящее время применяются редко. По этой же причине они в настоящей главе не рассматриваются.

10.6.3. Двухтрубные телескопические амортизаторы

Свое название эти амортизаторы получили благодаря конструктивной особенности, состоящей в том, что рабочий цилиндр *4* (*рис. 10.7б*) устанавливается внутри трубчатого кожуха *3* так, что между их стенками образуется кольцевой резервуар, называемый также вспомогательной или компенсационной камерой. Кожух и рабочий цилиндр чаще всего изготавливаются из цилиндрических труб, хотя для увеличения площади поверхности охлаждения кожух может быть выполнен гофрированным.

Помимо названных, основными частями амортизатора также являются поршень *6* со штоком *1* и клапаны: перепускной сжатия *5* и отбоя *7*, выполненные в поршне, перепускной отбоя *8* и сжатия *10* в днище *9* рабочего цилиндра.

Наличие во всех телескопических амортизаторах штока, перемещающего поршень, существенно влияет как на конструкцию, так и, организацию рабочего процесса в амортизаторе. Двигаясь внутри рабочего цилиндра, шток занимает ту или иную часть его объема, предназначенного для жидкости. Поскольку жидкость несжимаема, то необходимо конструктивно обеспечить компенсацию изменения объема рабочего цилиндра. В двухтрубных амортизаторах для этого предназначена вспомогательная камера между кожухом и рабочим цилиндром.

Цилиндр *4* и часть вспомогательной камеры заполнены рабочей жидкостью — минеральным маслом (или смесью масел) с низкой вязкостью, мало изменяющейся в зависимости от температуры. Количество жидкости во вспомогательной камере выбирается с таким расчетом, чтобы при эксплуатации воздух не попадал в рабочую камеру, например из-за утечек жидкости, и не происходило эмульсирование. По этой же причине двухтрубные амортизаторы не могут работать в перевернутом положении, и обычно не допускается их установка в подвеске с наклоном к вертикали более чем на 45°.

Долговечность амортизатора в значительной мере зависит от уплотнения штока. Оно осуществляется резиновыми уплотнителями *2*, рабочая поверхность которых имеет ряд кольцевых гребней.

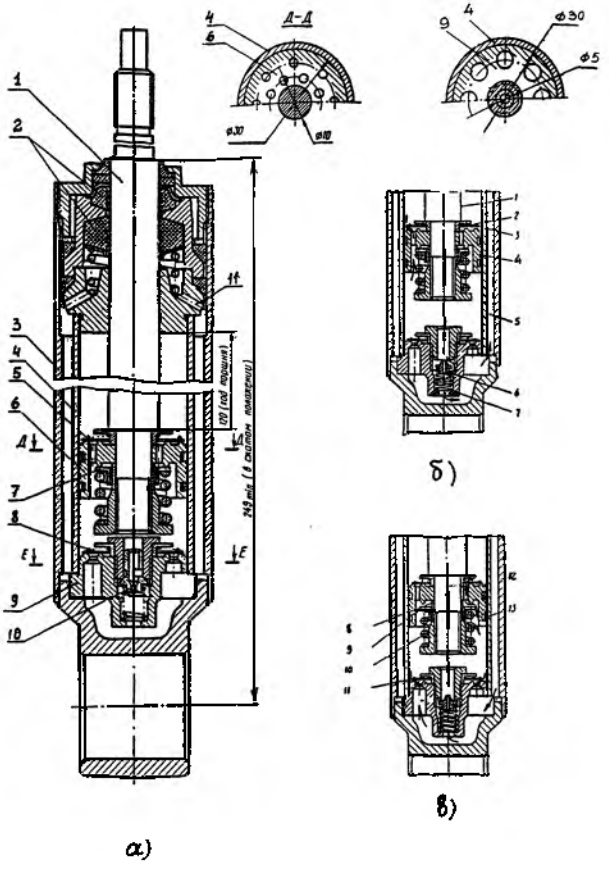


Рис. 10.76. Двухтрубный амортизатор (*а*) и схемы его работы *б* — при сжатии; *в* — при отбое

В пазах этих гребней при ходе отбоя собирается жидкость, а при обратном ходе она через дренажные каналы *11* возвращается во вспомогательную камеру. Благодаря дренажным каналам, уплотнения не подвержены воздействию давления жидкости в рабочем цилиндре.

Кожух амортизатора посредством проушины либо иным способом крепится к неподрессоренной части автомобиля (например, к стойке, рычагу подвески или к балке моста), а его шток присоединяется к кузову или раме.

Клапаны амортизатора могут иметь различную конструкцию. На *рис. 10.76* показана одна из наиболее распространенных. В поршне выполнены два ряда сквозных отверстий, расположенных по концентрическим окружностям. Отверстия наружного ряда с одной стороны выходят в кольцевую канавку на верхнем торце поршня,

перекрываемую сплошной частью диска перепускного клапана сжатия *5*, а с другой стороны, на нижнем торце, они открыты. Отверстия внутреннего ряда на верхнем торце поршня открыты, благодаря просечкам на внутреннем крае диска перепускного клапана *5*, а снизу перекрыты тарелкой клапана отбоя *7*. Однако между тарелкой клапана отбоя и штоком имеется ничем не перекрываемый небольшой кольцевой зазор для протока жидкости. Тарелка клапана отбоя *7* прижата пружиной к седлу. Опора пружины, так же как и поршень, закреплена на штоке. Перепускной клапан сжатия *5* представляет собой гибкий диск с несколькими просечками, прижатый слабой пружиной к верхнему торцу поршня.

Перепускной клапан отбоя аналогичен по конструкции перепускному клапану сжатия. Его диск *8* перекрывает отверстие в днище рабочего цилиндра. Клапан сжатия *10* прижат пружиной к седлу в специальной вставке, завернутой в днище рабочего цилиндра. В клапане имеется осевое калиброванное отверстие для протока жидкости при закрытом клапане и достаточно широкая боковая просечка, увеличивающая проходное сечение по мере открытия клапана.

Работа амортизатора проходит следующим образом:

а) при ходе сжатия подвески (*рис. 10.76 б*) поршень амортизатора *4* опускается и вытесняет жидкость из нижней полости рабочего цилиндра. Жидкость отжимает диск *3* перепускного клапана сжатия и протекает через наружный ряд отверстий в поршне в верхнюю полость цилиндра. Сопротивление перетеканию жидкости в данном случае невелико, так как диск отжимается легко, а отверстия в поршне имеют большое суммарное проходное сечение. Небольшое количество жидкости также перетекает через кольцевую щель в клапане отбоя. Вследствие того что часть штока *1* входит в верхнюю полость цилиндра, в нижней его полости образуется избыток жидкости. Давление в обеих рабочих полостях повышается, и излишки жидкости прокачиваются через клапан сжатия во вспомогательную камеру *5*.

При малых скоростях перемещения штока жидкость перетекает через осевое калиброванное отверстие в клапане, что создает сопротивление, прогрессивно возрастающее с увеличением скорости перемещения поршня. При определенном давлении в нижней полости цилиндра сила, действующая на клапан сжатия *6*, уравновешивает усилие сжатой пружины *7* и открывает этот клапан. Проходное сечение клапана постепенно увеличивается в зависимости от давления жидкости, и, следовательно, снижается темп нарастания сопротивления. Характеристика амортизатора приобретает более пологий характер (график на *рис. 10.75 в*);

б) при ходе отбоя подвески (*рис. 10.76 в*) поршень амортизатора перемещается вверх и шток выходит из цилиндра. Давление в верхней

полости повышается, и жидкость из нее перетекает в нижнюю полость, проходя через внутренний ряд отверстий в поршне. При этом наружный ряд отверстий в поршне прикрыт диском перепускного клапана. Недостающая часть жидкости, объем которой равен объему выводимой из цилиндра части штока, поступает из вспомогательной камеры, перетекая через перепускной клапан отбоя *11* и в небольших количествах — через отверстие в клапане сжатия. Сопротивление перепускного клапана перетеканию жидкости должно быть очень мало, так как в данном случае жидкость прокачивается через клапан всасыванием и дросселирование потока привело бы к кавитации.

При малых скоростях перемещение поршня жидкость, пройдя через внутренние отверстия в поршне, перетекает через кольцевую щель между тарелкой *9* клапана отбоя и втулкой *8*. В этом случае поток жидкости интенсивно дросселируется и испытывает прогрессивное сопротивление перетеканию в зависимости от скорости поршня. При быстром перемещении поршня давление жидкости повышается до величины, при которой, благодаря сжатию пружины *10*, открывается клапан отбоя, то есть жидкость дополнительно перетекает между тарелкой клапана *9* и кольцевым выступом на нижнем торце поршня. В результате, как и в предыдущем случае, характеристика амортизатора становится более пологой.

Как отмечалось выше, режим работы амортизатора, при котором поток жидкости, перетекая через малые калиброванные отверстия, интенсивно дросселируется, называют дроссельным. Режим, при котором работа происходит при открытом клапане, – клапанным.

Несимметричность характеристики амортизатора при сжатии и отбое достигается подбором параметров дроссельных отверстий и клапанов. Вместе с тем принимается во внимание тот факт, что объемы жидкости, потоки которой подвергаются дросселированию, при сжатии и отбое неодинаковы. Следовательно, при прочих равных условиях сопротивление прокачиванию будет больше там, где прокачиванию подвергается больший объем жидкости.

Благодаря относительной простоте изготовления и эксплуатации двухтрубные амортизаторы нашли широкое применение. Однако взаимодействие разогретой жидкости с воздухом во вспомогательной камере может приводить к образованию эмульсии, что ухудшает характеристики и снижает долговечность амортизатора. Кроме того, недостаточно эффективно охлаждение жидкости вследствие довольно длинного пути теплопередачи от рабочего цилиндра до наружного кожуха амортизатора, обдуваемого потоком воздуха. Поэтому в условиях напряженной работы эти амортизаторы сильно нагреваются и работоспособность их значительно падает. Перечисленных недостатков в определенной степени лишены однотрубные амортизаторы.

10.6.4. Однотрубные телескопические амортизаторы

Показанный на *рис. 10.77* однотрубный амортизатор, в отличие от двухтрубных, не имеет отдельного цилиндрического кожуха, его функции выполняет рабочий цилиндр *3*. Поскольку шток *1*, перемещающий поршень *2*, вдвигаясь в цилиндр при ходе сжатия и выдвигаясь из него при отбое, изменяет объем пространства, предназначенный для жидкости, для компенсации изменения этого объема в однотрубном амортизаторе имеется камера *5*, заполненная сжатым газом и расположенная в глухом конце рабочего цилиндра. Иногда такие амортизаторы также называют газонаполненными. Для того чтобы газ не смешивался с жидкостью, его изолируют от жидкости поршнем *4* либо, реже, мембраной.

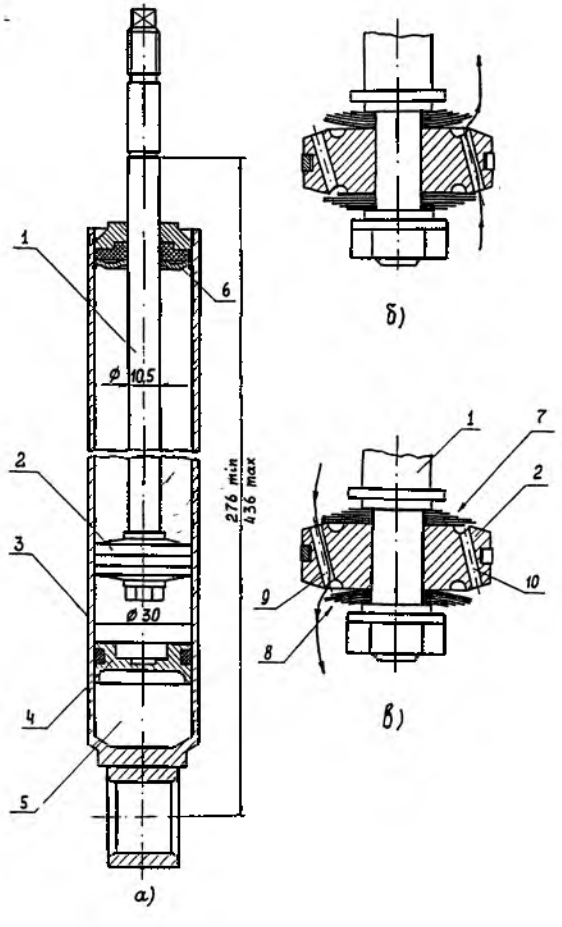


Рис. 10.77. Однотрубный телескопический амортизатор (*а*) и схемы его работы
б — при сжатии; *в* — при отбое

При такой конструкции, когда вся используемая жидкость постоянно находится в рабочем цилиндре и не сообщается с внешним резервуаром, как в двухтрубных амортизаторах, все отверстия и клапаны, через которые происходит прокачивание жидкости, выполняются в основном поршне амортизатора.

На практике встречаются разнообразные конструкции поршня, которые, наряду с требуемой характеристикой амортизатора, определяются также и технологическими соображениями. На *рис. 10.77 б*, в показано достаточно простое и часто применяемое решение. В поршне имеется два ряда сквозных косо расположенных отверстий *9* и *10*. Внутренние отверстия закрыты сверху клапаном сжатия *7*, а снизу – клапаном отбоя *8*. Клапаны имеют схожие конструкции, но могут иметь разные характеристики открытия. Они состоят из нескольких гибких стальных дисков одинаковой толщины, собранных в пакет и прижатых к торцам поршня при помощи гайки на конце штока под поршнем. Количество дисков в пакете и соотношение наружных диаметров дисков определяют осевую податливость периферийной части всего пакета, то есть, варьируя этими параметрами, можно менять характеристику клапана. В прилегающих к поршню дисках в местах выхода отверстий внутреннего ряда выполнены калиброванные просечки. Благодаря этим просечкам, между торцом поршня и вторым цельным диском клапана образованы калиброванные щели, через которые прокачивается жидкость в дроссельном режиме работы амортизатора. По мере увеличения скорости перетекания жидкости через отверстия в поршне, которая пропорциональна скорости перемещения штока амортизатора, давление жидкости на клапан увеличивается, диски клапана плавно изгибаются, постепенно увеличивая проходные сечения отверстий. *Рис. 10.77 б* показывает работу клапанов при сжатии амортизатора, а *рис. 10.77 в* – при его растяжении.

Как следует из изложенного, в однотрубных амортизаторах весь объем жидкости, перетекающей из одной рабочей полости в другую, подвергается дросселированию. Понятно, что в этом случае отпадает необходимость в перепускных клапанах, и за счет их отсутствия конструкция упрощается. Однако при такой организации работы амортизатора давление в рабочей полости, объем которой увеличивается, падает пропорционально скорости перемещения штока. При уменьшении давления ниже определенной величины возникает кавитация. Поскольку препятствовать снижению давления за счет перетекания жидкости через перепускные клапаны в однотрубном амортизаторе невозможно, в нем создается избыточное начальное давление. Это давление жидкости достигается и поддерживается в эксплуатации за счет давления газа в камере *5*. Величина давления подбирается такой, чтобы при максимальных в условиях нормальной эксплуатации автомобиля скоростях поршня не наблюдалось разрывов столба жидкости. Это давление достаточно велико (до 3 МПа). Поэтому создание достаточно надежного уплотнения штока, которое, в отличие от уплотнения двухтрубного амортизатора, нагружено суммой начального и рабочего давления жидкости, является весьма сложной технической и технологической задачей.

Однотрубные амортизаторы имеют следующие преимущества перед двухтрубными:

— лучшее охлаждение жидкости, так как обдуву подвергается непосредственно рабочий цилиндр;
— при хорошем уплотнении газовой камеры не возникает эмульсирование жидкости; следовательно, характеристики амортизатора более стабильны;
— такой амортизатор можно устанавливать на автомобиле под любым углом, в том числе и штоком вниз. В последнем случае уменьшается величина массы неподрессоренных частей.

Вместе с тем однотрубные амортизаторы имеют следующие недостатки:

— относительно высокая стоимость вследствие более сложной и строгой технологии изготовления;
— при одном и том же ходе штока большая, чем у двухтрубного амортизатора, габаритная длина (из-за наличия газовой камеры).

10.6.5. Некоторые особенности конструкции амортизаторов

Как выше отмечалось, двухтрубные амортизаторы не могут работать в перевернутом положении, и не допускается их установка с наклоном к вертикали более чем на 45°. Этот недостаток может быть устранен введением во вспомогательную камеру *1* (*рис. 10.78*) эластичного мешка *2*, заполненного газом. В этом случае вся вспомогательная камера заполняется жидкостью, и амортизатор может устанавливаться в любом положении.

По компоновочным причинам ограничитель хода отбоя подвески очень часто устанавливают в амортизаторе. Обычно это упругий буфер из резины или полимера, закрепленный на штоке и при выдвигании штока упирающийся изнутри в крышку амортизатора (см. *рис. 10.41*). В амортизаторах с большим внутренним диаметром рабочего цилиндра (более 30 мм) могут применяться гидравлические буферы отбоя. Разнообразные по конструкции, они существенно увеличивают сопротивление перемещению штока в конце хода отбоя. В конструкции, показанной на *рис. 10.79*, на штоке закреплен дополнительный поршень *1*, который в конце хода отбоя входит в чашеобразную выемку в направляющей штока. При этом он выдавливает рабочую жидкость, испытывая растущее сопротивление, так как длина кольцевой щели между поршнем и стенками выемки

Рис. 10.78. Двухтрубный амортизатор с газовым элементом

Рис. 10.79. Гидравлический буфер отбоя

увеличивается. В поршне имеются отверстия, сверху прикрытые тарелкой *2* перепускного клапана. При выходе поршня из выемки клапан легко открывается, обеспечивая перетекание жидкости.

Преимуществом гидравлического буфера является то, что в нем кинетическая энергия подвески при движении отбоя необратимо преобразуется в тепловую, а не запасается в потенциальном виде, как в сжатом упругом буфере.

С увеличением статической загрузки автомобиля для гашения колебаний требуется большая величина демпфирования со стороны амортизаторов. При этом в случае нерегулируемых подвесок их статический прогиб увеличивается, и, следовательно, штоки амортизаторов больше вдвигаются в цилиндры. В амортизаторе, показанном на *рис. 10.80*, в верхней части рабочего цилиндра прорезаны (или выдавлены) продольные пазы определенной длины и сечения. Эти пазы совместно с поршнем образуют дроссельные щели. При небольшой загрузке автомобиля поршень движется преимущественно в верхней части A_1 цилиндра, где суммарная площадь пазов наибольшая. При полной загрузке автомобиля поршень работает в нижней части A_2, где на цилиндре пазов нет, и поэтому испытывает большее сопротивление перемещению, то есть создается большее демпфирование.

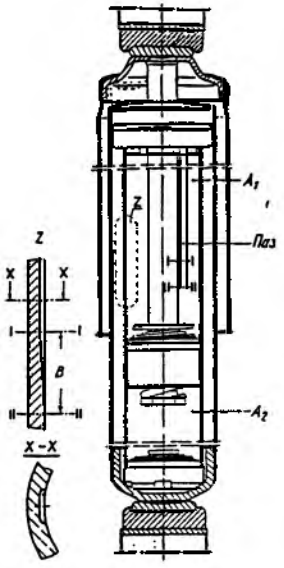


Рис. 10.80. Амортизатор с сопротивлением, изменяемым в зависимости от хода поршня

Клапаны ранее рассмотренных амортизаторов регулируются при сборке, и их нельзя перенастроить без разборки агрегата. На *рис. 10.81*

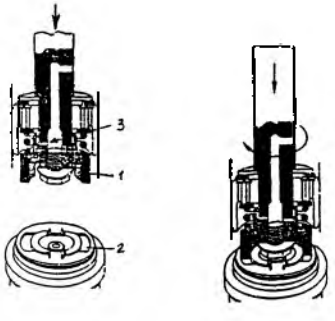


Рис. 10.81. Амортизатор с внешней регулировкой, осуществляемой при снятии с автомобиля

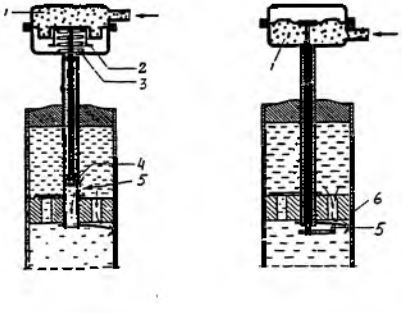


Рис. 10.82. Амортизатор с внешней регулировкой, осуществляемой без снятия с автомобиля

представлена схема амортизатора, регулировку которого можно в определенных пределах изменять, не разбирая его. Для этого необходимо полностью утопить шток (*рис. 10.81 а*) и поворачивать его (*рис. 10.81 б*). На гайке *1* клапана отбоя в поршне имеются два выступа, которые при вдвинутом штоке входят в выемки *2* донца амортизатора. При завинчивании гайки *1* увеличивается затяжка пружины клапана отбоя, и соответственно возрастает сопротивление прокачиванию жидкости. Кроме того, навинчивание гайки на шток сопровождается сужением нижних поперечных дроссельных отверстий *3* в штоке.

На *рис. 10.82* показаны схемы амортизаторов, которые можно перенастраивать даже при движении автомобиля, используя для этого механический, электрический или пневматический (как показано) тип привода.

В конструкции, схема которой показана на *рис. 10.82 а*, повышение давления в пневмокамере *1* приводит к перемещению вниз стакана *2* и сжатию возвратной пружины *3*. Стакан связан стержнем с регулирующим поршнем *4*, который, опускаясь, постепенно уменьшает сечение дроссельных отверстий *5* в стенках пустотелого штока и увеличивает тем самым сопротивление амортизатора.

В случае использования схемы, показанной на *рис. 10.82 б*, увеличение давления в пневмокамере *1* приводит к росту силы воздействия кулачка *5* на тарелку клапана отбоя *6* и соответствующему увеличению его сопротивления прокачиванию жидкости.

Глава 11. ШИНЫ И КОЛЕСА

11.1. Общие сведения об автомобильном колесе

Пневматическая шина (далее – шина) – это упругая оболочка, монтируемая на обод колеса и заполняемая сжатым воздухом. В нормативной и другой технической литературе под колесом понимается обод с элементами его соединения со ступицей. Наиболее распространенным соединительным элементом является колесный диск.

В общем случае, когда не рассматривается специфика работы или конструкции составных частей, под автомобильным колесом понимают пневматическую шину в сборе с металлическим ободом.

Преимуществом применения колес для обеспечения движения автомобиля является то, что сила сопротивления качению в обычных условиях значительно меньше силы трения скольжения. Каждое из колес воспринимает и передает на дорогу определенную часть силы тяжести автомобиля. При качении по абсолютно гладкой дороге несущая система автомобиля и все, что на ней установлено, передвигается относительно опорной поверхности без вертикальных перемещений. В сочетании со сравнительной конструктивной простотой колесо выгодно отличается от других известных механизмов для движения.

В зависимости от выполняемых функций колеса автомобиля подразделяют на ведущие и ведомые, а также управляемые, которые могут быть как ведущими, так и ведомыми.

Крутящий момент, подведенный к ведущим колесам через трансмиссию от двигателя, уравновешивает момент сопротивления качению самих колес, и при этом образует продольные силы, толкающие автомобиль. Ведущие колеса выполняют роль движителя.

Ведомые колеса воспринимают от автомобиля толкающую силу, необходимую для преодоления сопротивления качению.

Управляемые колеса могут быть повернуты в плоскости, близкой к горизонтальной, на угол, определяемый углом поворота руля. При этом со стороны дороги на них действует боковая

реакция, вызывающая изменение траектории движения автомобиля.

Внешние боковые силы, действующие на автомобиль, например аэродинамические и т. д., вызывают на всех колесах дополнительные боковые реакции дороги, которые в совокупности с реакциями на поворот управляемых колес определяют динамику криволинейного движения автомобиля.

При приложении к колесам тормозных моментов возникают продольные реакции дороги, которые направлены против движения автомобиля и позволяют регулировать скорость, вызывая его замедление.

11.2. Назначение шин

В ходе развития автомобиля пневматическая шина пришла на смену жесткому (деревянному, стальному и цельнорезиновому) ободу колеса, в чем решающую роль сыграла необходимость улучшения плавности хода автомобиля.

При качении жесткого колеса неровности дороги вызывают практически полностью соответствующие этим неровностям перемещения ступицы, сопровождаемые ускорениями и толчками. При этом копируются также отдельные мелкие неровности твердого покрытия, что сопровождается вибрациями и шумом. В зоне контакта колес с дорогой возникают высокие динамические нагрузки, которые быстро разрушают как колесо и связанные с ним элементы подвески, так и дорожное покрытие.

Пневматическая эластичная шина в области соприкосновения с дорогой существенно деформируется, образуя достаточно большое, также эластичное пятно контакта. Благодаря этому при перекатывании через мелкие неровности шина взаимодействует не с одной из них, а с их множеством, как бы сглаживая эти неровности. При этом малые неровности хаотично деформируют различные участки пятна контакта и не вызывают заметных перемещений оси колеса. При перекатывании шины через большие неровности происходит сжатие шины, и, вследствие сравнительно небольшой ее жесткости и достаточной инерционности, это сопровождается относительно плавным подъемом колеса.

Упругие свойства шины определяются главным образом давлением воздуха в ней, а сглаживающие способности зависят также от ее конструктивных особенностей. Чем ниже давление воздуха в шине, тем меньше ее радиальная жесткость и соответственно лучше сглаживающие свойства.

Следует отметить, что если пренебречь радиальной жесткостью ненакачанной шины, то давление на дорогу в пятне контакта прямо

зависит от внутреннего давления в шине. Это обстоятельство важно для понимания отрицательного воздействия колеса на дорожное покрытие, особенно на податливый грунт.

В процессе качения шина деформируется. При этом деформируется материал, из которого она изготовлена, происходит взаимное смещение отдельных ее составных частей (нитей и слоев каркаса, камеры и т. д.), а также проскальзывание протектора или его элементов относительно дороги. Возникающая при этом работа сил внутреннего и внешнего трения приводит к выделению теплоты, нагревающей шину.

Силы внутреннего трения, работающие при качении шины, определяют момент сопротивления качению колеса, а следовательно, и соответствующие потери мощности, которые называют силовыми потерями. С этой точки зрения внутреннее трение в шине необходимо снижать.

Однако деформации шины, вызываемые воздействием мелких дорожных неровностей, также сопровождаются выделением теплоты, а следовательно, гашением возникающих при этом колебаний, то есть уменьшением амплитуды передаваемых на ступицу высокочастотных вибраций. В этом проявляются поглощающие свойства шины, которые зависят также от частоты дорожных возмущений.

При длительном движении с высокими скоростями нагрев шины может быть значительным, давление воздуха в ней повышается. Нагрев отрицательно сказывается на основных ее свойствах.

Таким образом, давление воздуха в шине влияет на ее упругие, сглаживающие, поглощающие и другие свойства. Поэтому это давление тщательно подбирается разработчиком шины, исходя из ее конструкции, предъявляемых требований и условий эксплуатации. Обычно номинальное давление в шинах легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности составляет 0,18 ÷ 0,27 МПа, грузовых автомобилей, автобусов и их прицепов – 0,5 ÷ 0,7 МПа. На автомобилях повышенной и высокой проходимости устанавливаются пневмосистемы, с помощью которых можно в зависимости от дорожных условий дистанционно регулировать давление в шинах от 0,05 до 0,35 МПа.

11.3. Общее устройство шин и их классификация

Обобщенная конструкция шины показана на *рис. 11.1* и *11.2*.

В камерных шинах воздушная полость герметизируется специальной резиновой оболочкой с вентилем – камерой *2* (*рис. 11.1*).

Согласно *рис. 11.1 б*, при монтаже шины *1* на цилиндрический обод *3* между камерой и ободом устанавливается ободная лента *4*.

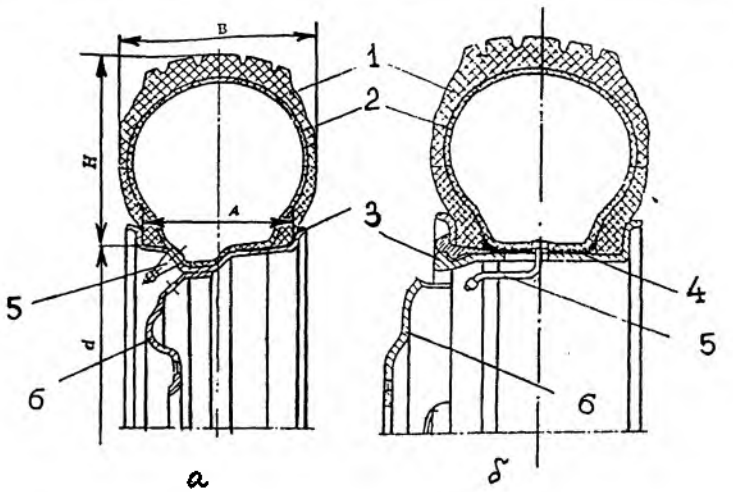


Рис. 11.1. Общее устройство автомобильного колеса
а — легкового, *б* — грузового автомобиля

Это профилированное по ободу кольцо, которое предотвращает истирание камеры об обод и ее защемление между бортами шины и ободом при монтаже. Для глубоких сложнопрофилированных ободьев (*рис. 11.1 а*) ободная лента не применяется из-за того, что трудно обеспечить ее правильное положение при монтаже шины и камеры на обод.

Основой шины, обеспечивающей ее прочность и другие силовые характеристики, служит каркас *1* (*рис. 11.2*). Он связывает все составные части шины в единое целое и при этом обладает высокой эластичностью на изгиб и жесткостью на растяжение.

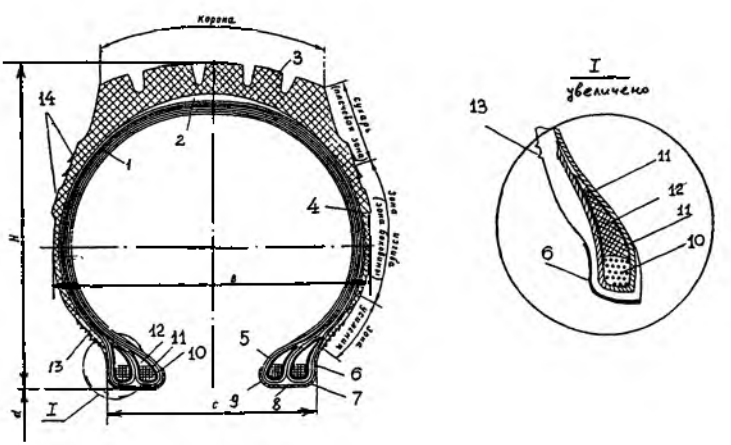


Рис. 11.2. Радиальное сечение шины

Каркас изготавливается из одного или нескольких слоев специальной прорезиненной кордной ткани (корда) толщиной 1—1,5 мм. Кордная ткань (*рис. 11.3*) состоит из продольных параллельных нитей *1* (основы), которые, чтобы они не распадались, связаны в поперечном направлении вспомогательными нитями *2*, называемыми утком (или уточными нитями). С целью уменьшения вероятности перетирания нитей при многочисленных деформациях корда уток расположен очень редко и изготавливается из более тонких нитей. При таком устройстве кордная ткань способна воспринимать растягивающие силы только в направлении вдоль нитей основы. Показанные на *рис. 11.4* кордные нити имеют диаметр 0,6—0,8 мм и изготавливаются из хлопчатобумажного материала, вискозы, полиамидов (капрон, нейлон), полиэфиров и стали. Хлопчатобумажный корд наиболее дешевый, но при этом наименее прочный и долговечный из перечисленных. При его использовании в каркасе приходится применять наибольшее число слоев. В настоящее время наиболее распространенными являются вискозные и полиамидные нити, которые в 2—5 раз прочнее хлопчатобумажных. Стальной корд из проволоки 0,15—0,22 мм, являясь наиболее прочным и теплопроводным, находит пока ограниченное применение из-за высокой стоимости, большой массы каркаса, высокой изгибной жесткости и технологических трудностей, связанных с проблемой адгезии стали с резиной.

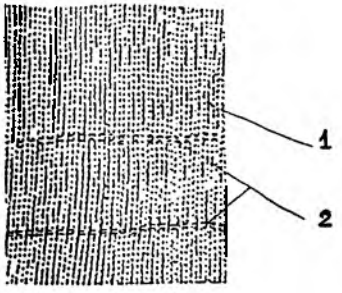


Рис. 11.3. Кордная ткань (корд)

Для изготовления кордных нитей используют кордную пряжу, которая состоит из отдельных волокон. Волокна пряжи *1* (*рис. 11.4*) скручивают в стренги *2*, а стренги — в кордную нить *3*. Соотношение числа волокон в стренге, числа стренг в нити и направления их скручивания подбирают таким образом, чтобы внутренние силы упругости волокон в нити были уравновешены. В противном случае эти силы коробят нить и затрудняют ее дальнейшее использование. Так, например, неуравновешенная нить, сложенная вдвое, самопроизвольно скручивается, как показано стрелкой *M* на *рис. 11.4 а*.

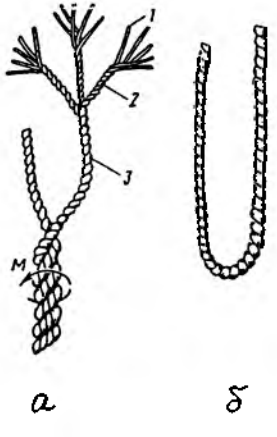


Рис. 11.4. Кордная нить
а — неуравновешенная;
б — уравновешенная.

Кордная ткань пропитывается резиной с последующей вулканизацией.

Каркасная резина является, с одной стороны, связующим звеном между отдельными кордными нитями, а с другой — позволяет этим нитям при деформации каркаса иметь взаимные перемещения. От правильного выбора жесткости, теплостойкости и других физико-химических свойств каркасной резины существенно зависит долговечность шины. Так, например, снижение жесткости каркасной резины приводит к уменьшению напряжений в нитях корда. Однако деформации сдвига в самой резине возрастают, вследствие чего увеличивается внутреннее теплообразование из-за большого гистерезиса в резине, что может привести к быстрому старению резины между слоями корда и расслаиванию каркаса.

Число слоев корда в каркасе по соображениям их равнопрочности выбирается четным и составляет 2–6 для шин легковых автомобилей и 4–14 для шин грузовых автомобилей и автобусов. В шинах легковых автомобилей часто применяется однослойный каркас, корд которого изготавливается из высокопрочных нитей.

Число слоев корда определяет прочность каркаса и допустимую нагрузку на шину. Однако, поскольку прочность зависит также от материала корда, в обозначениях шин и соответствующей технической документации указывается условное число, называемое нормой слойности, характеризующее прочность каркаса из эталонного корда. В последнее время на шине вместо нормы слойности указывается индекс ее грузоподъемности (табл. 11.2). Дополнительно может быть описан и состав каркаса.

Как показано на *рис. 11.5*, концы слоев корда при сборке каркаса обертываются вокруг бортовых колец *2*. Эти стальные проволочные кольца (*рис. 11.2*), обернутые кордом, образуют борта шины *5*. Борт должен обеспечивать силовое соединение шины с ободом, так как через их контакт осуществляется передача тяговых или тормозных моментов между шиной и ободом; в случае бескамерной шины требуется еще и герметичность стыка. В многослойных шинах борт составлен несколькими «крыльями». Каждое бортовое крыло включает в себя бортовое кольцо (сердечник) *10*, изготовленное из нескольких стальных проволок и обернутое кордом, наполнительный

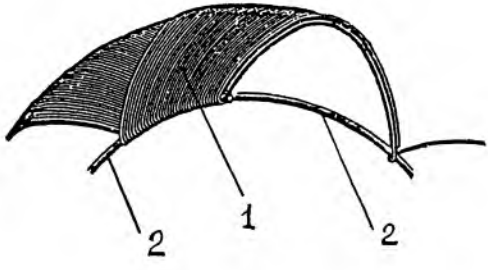


Рис. 11.5. Схема формирования каркаса шины

шнур *12*, заполняющий пространство между кольцом и кордом, оберточную и крыльевую ленты *11* для крепления крыла. Наружная часть борта состоит из носка *9*, основания *8*, пятки *7* и покрыта бортовой лентой *6*, которая защищает борт от истирания о полку обода и от повреждений при монтаже. В бескамерных шинах борт покрывается слоем герметизирующей резины.

Боковина шины *4* представляет собой слой резины, привулканизированный к каркасу, защищающий его от вредных воздействий окружающей среды и механических повреждений. Боковины должны быть достаточно тонкими и гибкими, для того чтобы хорошо противостоять циклическому изгибу и оказывать малое влияние на изгибную жесткость каркаса. Толщина боковины 1,5—3,5 мм у обычных шин и до 10 мм у арочных. На нижней поверхности боковины формуется монтажный поясок *13* в виде семейства концентричных резиновых колец, которые позволяют проконтролировать правильность (концентричность) посадки борта шины на полку обода при монтаже. В верхней части боковины имеется защитный поясок *14* в виде также концентричных, но более массивных колец. Он служит для защиты боковины и каркаса от повреждений при боковых наездах на бордюрный камень и т. п., а также выполняет декоративные функции.

Протектор *3* – это толстый слой резины, расположенный в коронной части шины, который непосредственно взаимодействует с опорной поверхностью при качении колеса. Он должен обеспечивать хорошее сцепление шины с дорогой, высокую износостойкость, предохранять каркас и камеру от механических повреждений (проколов, порезов, надрывов), ослаблять динамические нагрузки на каркас, а также совместно с каркасом демпфировать крутильные колебания системы «колесо —трансмиссия».

Между каркасом и протектором располагается брекер *2*. Он представляет собой резиновый или резинокордный слой, служит для усиления каркаса и улучшения связи каркаса с протектором. Брекер смягчает воздействие на каркас ударных нагрузок и способствует более равномерному распределению по каркасу окружных и поперечных сил, возникающих при взаимодействии колеса с дорогой. Резинокордный брекер состоит из двух или более слоев корда с утолщенными слоями резины между ними, которые позволяют кордным нитям упруго перемещаться в процессе деформации шины. Конструкции брекера разнообразны, зависят от типа шины и существенно влияют на ее свойства.

Протектор состоит из расчлененной части – рельефного рисунка и подканавочного слоя. Последний составляет 20—40% толщины протектора в целом. Слишком тонкий подканавочный слой способствует растрескиванию протектора, повышению кривизны деформации брекера и (или) каркаса, концентрации напряжений в последних при сосредоточенном нагружении (наезд на острый ка-

мень и т. п.), повышению податливости элементов рисунка протектора. Слишком толстый подканавочный слой ухудшает теплоотдачу шины, увеличивает потери на трение в ней, что может привести к перегреву протектора и его расслоению, увеличивает массу и момент инерции шины. Толщина протектора шин легковых автомобилей ориентировочно 10—15 мм, шин грузовых автомобилей и автобусов — 15—30 мм. Оптимальную величину глубины рисунка протектора и толщины подканавочного слоя выбирают с учетом условий работы шины (типа дорожного покрытия, максимальной скорости движения, климатических условий и т. д.), а также свойств используемых материалов (корда, его пропитки, резины). По краям протектора делается переходная, плечевая зона для связи протектора с боковиной, формирующая плавное изменение кривизны деформации боковины и улучшающая взаимодействие протектора с дорогой при криволинейном движении автомобиля, когда шина сильно деформируется в боковом направлении. Ширина протектора составляет 70—90% ширины профиля шины.

Шины классифицируются по назначению, геометрическим параметрам, конструктивным признакам и эксплуатационным характеристикам.

По назначению различают шины:

—для легковых автомобилей;

—для грузовых автомобилей и автобусов;

—для автомобилей повышенной и высокой проходимости;

—для специальных машин.

В зависимости от дорожного покрытия, для которого предназначены шины, и его состояния они классифицируются по типу рисунка протектора (различные варианты представлены на *рис. 11.6*):

—дорожные (для дорог с усовершенствованным покрытием);

—универсальные (для дорог с различным покрытием);

—повышенной проходимости;

—карьерные.

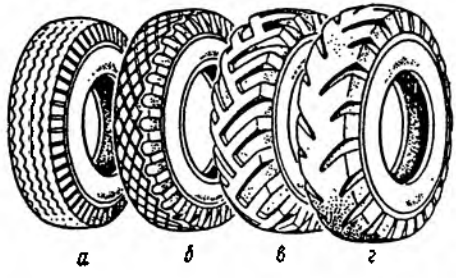


Рис. 11.6. Шины различного назначения
а — дорожные; *б* — универсальные; *в* — повышенной проходимости; *г* — карьерные

Вместе с тем, учитывая различное состояние покрытия по временам года, шины, главным образом легковых автомобилей, подразделяют на:

- летние (со стандартным дорожным рисунком);
- для грязи и снега;
- для грязи, снега и льда.

Основными геометрическими параметрами шины являются (см. *рис. 11.1* и *рис. 11.2*):

- ширина B и высота H профиля;
- посадочный диаметр d;
- посадочная ширина (обода) A

В зависимости от ширины профиля шины подразделяются на:

- крупногабаритные ($B > 350$ мм);
- среднегабаритные ($200 \le B \le 350$ мм);
- малогабаритные ($B < 200$ мм).

Отношение высоты профиля шины к ее ширине (H/B), выраженное в процентах, называется серией шины, то есть выражение «шина серии 70» означает, что $H/B = 0,7$.

Классификация шин по соотношению параметров профиля приведена в таблице 11.1.

Таблица 11.1

Классификация шин по профилю (по ГОСТ 22374-77)

Типы шин	H/B	A/B
Обычный профиль	Свыше 0,89	0,65...0,76
Широкопрофильная	0,6...0,9	0,76...0,89
Низкопрофильная	0,7...0,88	0,69...0,76
Сверхнизкопрофильная	Не более 0,7	0,69...0,76
Арочная	0,39...0,5	0,9...1
Пневмокаток	0,25...0,39	0,9...1

Конструктивные признаки шины, выделяемые для ее классификации, это:

- конструкция каркаса: диагональная или радиальная, число слоев корда в каркасе;
- материал, из которого изготовлен корд каркаса;
- конструкция брекера: число слоев корда, сплошной по ширине или расчлененный, наличие прокладок между слоями брекера;
- материал, из которого изготовлен корд брекера;

— конструкция протектора: высокий или низкий, тип рисунка протектора;
— способ герметизации: камерная или бескамерная;
— наличие специальных устройств, повышающих безопасность шины при ее разгерметизации.

Эксплуатационными характеристиками, по которым также классифицируются шины, являются:
— максимальная скорость качения;
— максимальная допустимая радиальная нагрузка;
— рекомендуемое внутреннее давление воздуха.

11.4. Требования к шинам

Требования к шинам весьма разнообразны и в ряде случаев противоречивы. Укрупненно эти требования можно свести к следующим группам:

1. *Обеспечение высокой комфортабельности автомобиля.* Шина и подвеска, работая последовательно в вертикальном направлении, обеспечивают требуемую частоту собственных колебаний подрессоренной части конструкции. Причем доля шины в совместной податливости шины и подвески доходит до 20%. Шина может сглаживать и поглощать не только вертикальные, но и продольные вибрации, вызываемые дорожными неровностями. Эффективность этих ее свойств зависит от конструкции шины и диапазона частот возмущений, характерного для определенного типа дорог. В тех случаях, когда шина не обеспечивает необходимого уровня сглаживания и поглощения, конструкцией подвески должны быть предусмотрены соответствующие по энергоемкости и направленности действия виброизолирующие элементы (см. п. 10.4.4). Таким образом, данное требование к шине в первую очередь определяется ее радиальной податливостью, сглаживающими и поглощающими свойствами.

Помимо названных свойств, влияние шин на комфортабельность автомобиля определяется также:
— уровнем шума при прямолинейном и криволинейном движении;
— сопротивлением повороту управляемых колес при маневрировании;
— радиальным и боковым биениями, которые передаются на рулевое управление.

Как отмечалось, отдельные требования к шине могут вступать в противоречие между собой. Так мягкая, в радиальном направлении шина из-за большой боковой податливости может отрицательно влиять на управляемость автомобиля. Такая шина хуже сопротивляется пробоям при движении по разбитым дорогам, что может

привести к повреждениям обода колеса и каркаса самой шины. Шина с хорошей сглаживающей способностью, обеспечивающая бесшумное и мягкое качение, как правило, имеет повышенное сопротивление качению. Поэтому особенности конструкции шины чаще всего представляют собой результат поиска компромисса между разнообразными ее свойствами.

2. *Обеспечение безопасности движения.* Реализация этого требования в основном определяется прочностью каркаса шины, способного противостоять, во-первых, действию внутреннего давления и, во-вторых, ударным нагрузкам.

Борт шины при движении не должен соскальзывать с полки обода, даже если из-за утечки воздуха в ней создалось пониженное внутреннее давление. В противном случае шина может сложиться в глубокий монтажный ручей обода или вообще соскочить с него. Удар жестким ободом о твердое дорожное покрытие может вызвать неуправляемый поворот автомобиля, его занос или даже опрокидывание. Шина же, полностью соскочившая с обода, может заклинить подвеску и (или) рулевое управление. Выполнение данного требования обеспечивается конструкцией не только шины, но и обода.

При проколе шины воздух из нее должен выходить медленно (лучше не выходить вообще), а увеличение сопротивления качению не должно быть большим. Желательно, чтобы шина позволяла двигаться без давления воздуха в ней до ближайшей стоянки, где можно было бы ее заменить или отремонтировать.

Безопасность шины определяется также следующими ее свойствами:

- устойчивостью прямолинейного движения;
- способностью двигаться с высокими скоростями без опасности возникновения сильных вибраций и разрушения;
- хорошими сцепными свойствами как в продольном, так и в боковом направлениях, а также на дорогах с мокрым, загрязненным, заснеженным и обледенелым покрытиями.

3. *Высокие экономические показатели.* Экономичность шины определяется ее стоимостью и эксплуатационными затратами. Стоимость шины определяется не только ее конструкцией и стоимостью материалов, но и рядом экономических показателей, характерных для ее конкретного производства.

Эксплуатационные затраты в первую очередь зависят от периодичности замены шин, то есть от их ходимости. Это комплексное свойство в основном определяется износостойкостью протектора шины, которая зависит от ряда конструктивных особенностей ее каркаса, брекера и протектора, а также свойств применяемых материалов. Ходимость шин также зависит от стойкости каркаса против разрушения, в частности вследствие динамических нагрузок от наездов на препятствия. Кроме того, ходимость шин существенно зависит от особенностей эксплуатации, таких как соответствие дав-

ления воздуха в шине рекомендуемому изготовителем, наличие и величина дисбаланса, правильность установки развала и схождения колес на автомобиле, а также от манеры управления автомобилем.

Восстановление изношенной шины (наложением протектора) обходится дешевле, чем приобретение новой. Поэтому шина ремонтируемой конструкции более экономична.

Следует также отметить, что снижение сопротивления качению шины и ее проскальзывания относительно дороги приводят к снижению расхода топлива на преодоление сопротивления дороги и увеличению пройденного пути. Поэтому шины с малым сопротивлением качению и хорошими сцепными свойствами более экономичны.

4. *Удобство компоновки.* С позиций размещения колес и шин на автомобиле они должны иметь минимально допустимые размеры. В этом случае:

—уменьшается высота и ширина колесной ниши, что позволяет увеличить объем салона, моторного отсека и багажника легкового автомобиля и улучшить планировку салона автобуса;

—уменьшается высота легкового автомобиля;

—уменьшается высота пола автобуса или положение грузовой платформы грузового автомобиля, что важно для ускорения погрузки и выгрузки;

—уменьшается пространство, занимаемое запасным колесом.

Однако при этом уменьшается и дорожный просвет, который должен соответствовать типу автомобиля, условиям эксплуатации и не может быть меньше определенной величины.

При прочих равных условиях грузоподъемность шины пропорциональна ее диаметру. Следовательно, минимальный диаметр шины определяется нагрузкой на колесо.

На грузовых автомобилях, у которых полная нагрузка на задние колеса почти вдвое больше, чем на передние, сзади следовало бы применять шины большего диаметра. Однако, учитывая, что с позиций удобства эксплуатации на автомобиле целесообразно применять одинаковые шины на всех колесах, сзади обычно устанавливают сдвоенные колеса («двойная ошиновка»).

Следует также иметь в виду, что шины большего диаметра обладают лучшей сглаживающей способностью, обеспечивают лучшую проходимость и более стойки при ударах о дорожные неровности. Внутренний диаметр обода колеса ограничивает максимальный диаметр диска или барабана колесного тормоза. Поэтому в ряде случаев конструктор вынужден увеличивать диаметр обода, чтобы вписать в него тормозной механизм.

Автомобильные колеса с шинами большего диаметра имеют большую массу и большой момент инерции, отрицательно влияющий на динамику разгона. При этом трансмиссия автомобиля должна подвести к колесу больший крутящий момент, чтобы обеспечить требуемые тягово-скоростные свойства, и поэтому становится более материалоемкой.

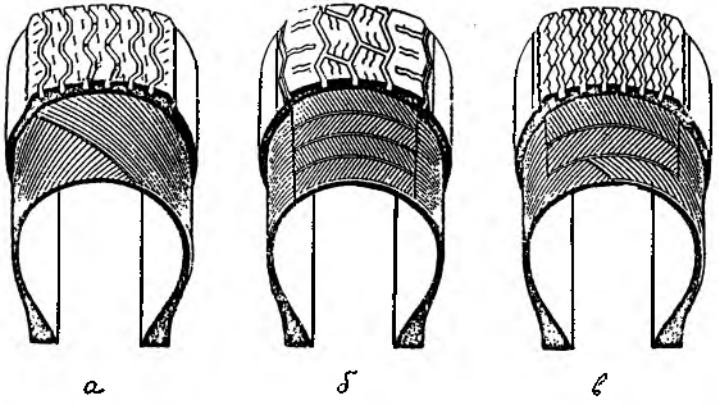


Рис. 11.7. Шины с различной конструкцией каркаса
а — диагональная; *б* — радиальная; *в* — диагональная с брекерным поясом (опоясанная)

В настоящее время на легковых автомобилях применяются колеса с диаметром обода не менее 13 дюймов, а на грузовых — 18 дюймов. Для особо малых легковых и развозных грузовых автомобилей малой грузоподъемности, эксплуатируемых в городах, этот диаметр может быть уменьшен до 10 и 15 дюймов соответственно.

Профиль шины (высота и ширина) выбирается на основе компромисса между перечисленными выше требованиями.

11.5. Особенности конструкции шин

11.5.1. Диагональные шины

Диагональными (*рис. 11.7 а*) называются шины, у которых нити корда в смежных слоях каркаса скрещиваются (проходят по диагонали) и наклонены к линии экватора в коронной зоне шины на 30—38° (*рис. 11.8*). В этом случае для уравновешивания сил, действующих в нитях, число слоев корда в каркасе должно быть четным.

При качении шины происходит ее деформация, сопровождаемая изменением формы профиля в различных радиальных сечениях. Поскольку кордные нити имеют высокую жесткость на растяжение, то благодаря податливости связующей их резины углы взаимного положения нитей в смежных слоях каркаса меняются. При деформации резины, в частности заполняющей пространство между нитями, из-за присущего ей большого внутреннего трения

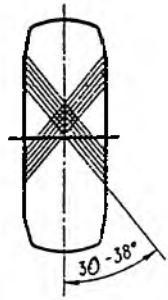


Рис. 11.8. Расположение нитей корда диагональной шины в коронной зоне

выделяется теплота, разогревающая шину. При этом снижается долговечность шины из-за температурного старения резины и нитей корда и увеличивается сопротивление ее качению вследствие совершаемой внутри шины большой работы сил трения.

Изменение углов взаимного положения нитей корда в коронной зоне может вызвать упругое перемещение элементов протектора между собой, что приведет к увеличенному их проскальзыванию относительно дороги и, следовательно, более быстрому износу. Это явление может также отрицательно сказаться на сцепных свойствах шины в тяговом, тормозном режимах или при движении на повороте.

Указанные недостатки имеют принципиальный характер, и ограничивают область применения диагональных шин, поскольку отрицательно влияют на экономичность и безопасность автомобиля.

11.5.2. Радиальные шины

В радиальной шине (*рис. 11.7б* и *рис. 11.9а*), нити корда лежат практически в радиальных плоскостях, проходящих через ось колеса. При этом угол наклона к линии экватора в коронной зоне составляет 85—90°. Если в каркасе два или более слоев корда, то близлежащие нити в смежных слоях почти параллельны. Такое расположение нитей улучшает условия их работы, так как уменьшаются деформации сжатия и сдвига резины между нитями, и следовательно, меньше по сравнению с диагональным каркасом работа сил трения и разогрев шины. Поэтому каркас радиальной шины имеет больший срок службы.

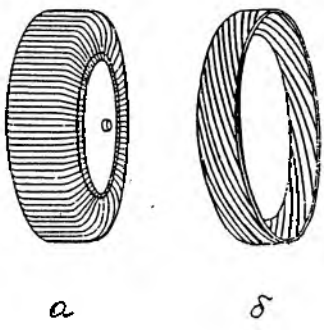


Рис. 11.9. Основные составляющие радиальной шины
а — каркас; *б* — брекер

При накачивании шины радиальный каркас принял бы тороидальную форму и имел бы большую податливость под действием продольных и боковых реакций. Для устранения этого недостатка поверх каркаса устанавливается жесткий брекерный пояс (*рис. 11.9б*), состоящий из нескольких слоев синтетического или стального корда. Угол наклона нитей к линии экватора составляет 6—10°. При таком малом угле в сочетании с нерастяжимостью кордных нитей брекерный пояс при качении работает подобно стальному гибкому обручу. Равномерно передавая по окружности на каркас продольные и боковые реакции дороги, брекер нагружает все нити корда исключительно растягивающими усилиями. Это снижает напряжение в нитях и при прочих равных условиях позволяет уменьшить число слоев корда в каркасе по сравнению с диагональной конструкцией или же повысить грузоподъемность шины. Кроме того, деформация сдвига резины в брекере мала и не приводит к упругим перемещениям элементов протектора, как у

диагональной шины. Поэтому износостойкость протектора радиальной шины в 2—3 раза выше, чем у диагональной. Из-за существенно меньших потерь на трение в каркасе мало сопротивление качению шины. Хорошо работающие на изгиб радиальные нити в сочетании с малым числом слоев корда обеспечивают высокую радиальную податливость каркаса, что соответственно придает радиальной шине большую мягкость по сравнению с диагональной.

Радиальная шина, благодаря нерастяжимому брекеру, практически не меняет свой профиль и натяжение нитей с ростом скорости. Поэтому на высоких скоростях она не меняет характеристику упругости.

Жесткий в поперечном направлении брекерный пояс не искривляется под действием боковых реакций дороги, а упруго поворачивается в горизонтальной плоскости, натягивая радиальные нити каркаса. Поэтому сопротивление боковому уводу радиальной шины выше, чем диагональной. Это свойство может быть использовано для улучшения управляемости автомобиля. Однако радиальный каркас более податлив в поперечном направлении, чем диагональный. Поэтому под действием боковых реакций дороги колесо больше смещается в поперечной плоскости, что может привести к увеличенным колебаниям автомобиля после быстрых поворотов руля.

Однако радиальные шины имеют ряд недостатков. При стальном корде в брекере они имеют несколько большую массу и больший момент инерции относительно оси вращения колеса. При определенных частотах воздействия дорожных неровностей, например на булыжном покрытии, передают на ступицу колеса высокий уровень вибраций. Радиальная шина имеет большую стоимость изготовления, поскольку содержит в своей конструкции большее число элементов. Кроме того, при ее изготовлении применяется значительно более трудоемкий процесс сборки. В отличие от диагональной шины, которая может быть собрана на одном приспособлении, для радиальной шины каркас и брекер (*рис. 11.9*) собираются отдельно и потом посредством резины соединяются в специальной установке.

11.5.3. Диагонально-опоясанные шины

Диагонально-опоясанные шины (*рис. 11.7 в*) представляют конструктивный компромисс между диагональными и радиальными шинами. Они имеют диагональный каркас и нерастяжимый брекерный пояс. При этом число слоев корда в каркасе меньше, чем у диагональных шин, а в брекере – меньше, чем у радиальных, хотя они имеют подобные конструкции.

Следует иметь в виду, что и в обычных диагональных шинах, как правило, имеется брекерный пояс. Однако он выполняет функции подушечного, защитного слоя между каркасом и протектором и в меньшей степени силового элемента шины.

Диагонально-опоясанные шины в той или иной степени сочетают свойства диагональной и радиальной шин. Их можно изготавливать,

используя основное оборудование для сборки диагональных шин, что особенно важно для производителей, специализировавшихся ранее на выпуске диагональных шин.

11.5.4. Камерные и бескамерные шины

Как показано на *рис. 11.1*, герметичность камерных шин обеспечивается камерой – торообразной эластичной оболочкой *2* с вентилем *5* для заполнения ее воздухом.

Наружный диаметр камеры несколько меньше внутреннего диаметра шины в области короны, внутренний диаметр – больше диаметра обода по ручью. Благодаря этому камеру можно установить в шине без складок, и после накачивания воздухом она равномерно и плотно прижимается к шине и ободу, что предотвращает ее истирание. Однако при этом резина камеры работает на растяжение и легко разрывается в месте прокола, что приводит к достаточно быстрому, и поэтому небезопасному, падению давления в шине.

Толщина стенки камеры 1,5—2,0 мм для легковых автомобилей и 2,5—5,0 мм для грузовых автомобилей и автобусов. Чем толще стенка камеры, тем в более напряженном тепловом режиме она работает из-за гистерезиса резины, тем больше потери на трение при качении автомобильного колеса. Иногда на поверхности камеры изготавливают радиальные или диагональные полоски-выступы, которые способствуют отводу наружу воздуха, остающегося между камерой и шиной при сборке или диффундирующего через стенки камеры.

Камеры изготавливаются из эластичной и прочной резины с большим содержанием каучука. Маркируются камеры по посадочному диаметру обода и диапазону ширины профиля шин, для которых она предназначена.

Для накачивания воздухом камера снабжена вентилем, который либо привулканизирован к камере, либо крепится при помощи зажима. В зависимости от конструкции и формы обода, применяемых шин (одинарные, двойные, специальные и т.п.) вентили могут быть различной конструкции, длины или формы, но все они стандартизованы.

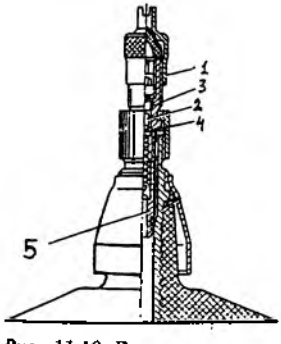


Рис. 11.10. Резино-металлический вентиль

Основными элементами показанного на *рис. 11.10* вентиля являются ключ-колпачок *1*, золотник *2*, а также (см. *рис. 11.11*) уплотнительная манжета на втулке золотника *3*, клапан *4* с направляющим стержнем, корпус *5*, пружина клапана *6*, направляющая чашечка стержня клапана *7*. Устройство золотников всех типов вентилей одинаково. Клапан золотника может открываться нажатием на его стержень *4* или под действием давления нагнетаемого воздуха.

Детали вентиля имеют специальные вентильные резьбы, которые обеспечивают легкое свинчивание деталей вручную и одновременно обладают достаточным сопротивлением самоотворачиванию при работе в условиях вибраций и ударных нагрузок.

В бескамерной шине (*рис. 11.12*) герметизирующие функции выполняет слой резины толщиной 1,5–3,6 мм определенного состава, покрывающий изнутри каркас *2* и борта *1*. Обод для такой шины должен быть герметичным. Вентиль *3* герметично закрепляется в отверстии обода. Борта шины плотно прилегают к полкам обода, благодаря большему сборочному натягу, а также к его закраинам – под действием внутреннего давления. Носки бортов имеют специальную форму. Разгерметизация шины вследствие схода ее борта с полки обода при движении автомобиля на повороте весьма опасна. Поэтому полки обода должны иметь один из безопасных контуров (см. *рис. 11.30*).

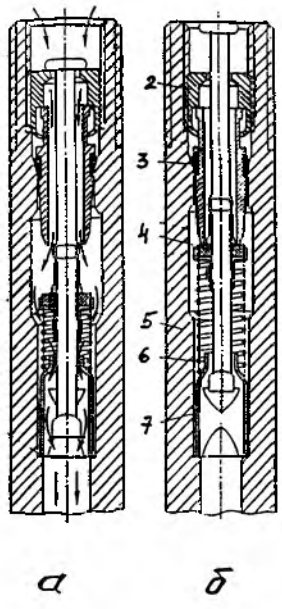


Рис. 11.11. Золотниковая камера вентилей
а — при накачивании шины;
б — в рабочем положении

Бескамерные шины имеют ряд преимуществ перед камерными, а именно:

- обладают меньшим внутренним трением вследствие отсутствия камеры. Поэтому испытывают меньшее сопротивление качению и меньше нагреваются. Последнее объясняется также и тем, что разогретый внутренний воздух контактирует с теплопроводящим ободом, а не с камерой;
- более безопасны в случае прокола, так как застрявший в шине колющий предмет обволакивается герметизирующим слоем, а небольшое сквозное отверстие практически затягивается резиной этого слоя;
- более просты в ремонте небольших повреждений, так как для этого применяются резиновые пробки, грибки и герметизирующие пасты. В отдельных случаях ремонт можно выполнить без демонтажа шины;
- обеспечивают менее трудоемкий монтаж вследствие отсутствия камеры (хотя из-за более плотной посадки бортов на обод и во избежание повреждения

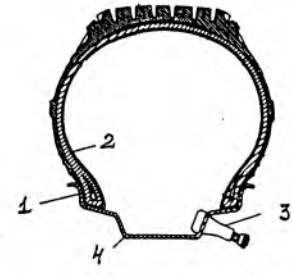


Рис. 11.12. Бескамерная шина легкового автомобиля

герметизирующего слоя необходимо специализированное монтажное оборудование).

Допускается эксплуатация бескамерных шин с камерой.

11.5.5. Низкопрофильные шины

Как следует из табл. 11.1, шины, имеющие отношение высоты профиля к его ширине 0,7—0,88, называются низкопрофильными, а менее 0,7 — сверхнизкопрофильными. Это отношение, выраженное в процентах, определяет ту или иную серию шины, как-то: шина серии 70, 65, 60, 55, 50 и т.д.

Сравнивать шины различных серий имеет смысл, предполагая, что они могут применяться на одном и том же автомобиле. Это означает, что сравниваемые шины имеют примерно одинаковые наружные диаметры, так как передаточные числа трансмиссии неизменны, также и грузоподъемность не должна быть меньше допустимой.

Шины серии 70, применяемые взамен более крупных серий и предназначенные для монтажа на обод, например, диаметром 13 дюймов (*рис. 11.13*), имеют большую ходимость, большую грузоподъемность и обеспечивают лучшую передачу горизонтальных сил в контакте. Однако эти шины имеют большую стоимость, несколько большую массу и занимают большее пространство по ширине колесной ниши. В отдельных случаях эта шина может задевать за отбортовку колесной ниши или же не позволит применять цепи противоскольжения. Шины серии 60 и 50 в рассматриваемом примере предназначены для установки на ободе увеличенного диаметра. Это позволяет, снижая серию шины, не увеличивать чрезмерно ее ширину. При этом достигаются следующие преимущества:

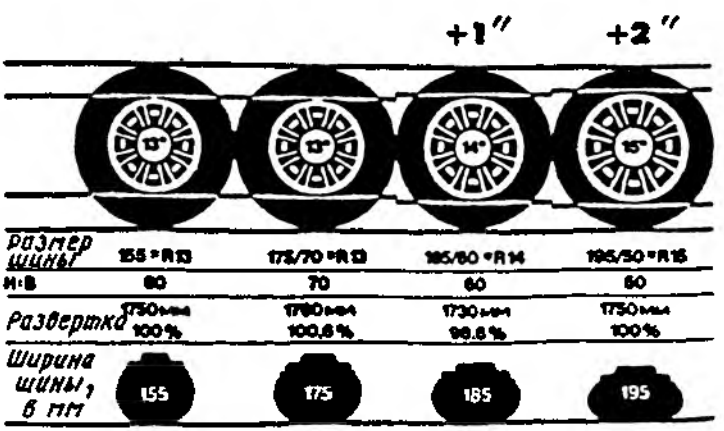


Рис. 11.13. Семейство взаимозаменяемых низкопрофильных и сверхнизкопрофильных шин

– лучшая передача горизонтальных сил в зоне контакта;
– меньшая боковая деформация шины под действием боковых сил вследствие более низкой боковины;
– большее сопротивление шины уводу из-за низких боковин в сочетании с широким брекером;
– меньшее сопротивление качению вследствие уменьшения длины отпечатка на дороге.

Кроме того, использование ободьев большего диаметра позволяет при модернизации или создании нового автомобиля применить тормозные диски или барабаны большего размера.

Однако шины малых серий, например 55 и ниже, имеют ряд недостатков, а именно:
– увеличение стоимости самих шин и колес большого диаметра;
– ухудшение плавности хода из-за снижения высоты боковины, которая становится более жесткой на изгиб, и возможного уменьшения объема внутреннего пространства шины;
– ухудшение сцепных свойств на мокром, загрязненном, заснеженном и обледенелом покрытиях;
– увеличение усилия на руле из-за большего стабилизирующего момента шины (см. гл. 13);
– увеличение ширины колесных ниш и пространства, занимаемого управляемым колесом при повороте;
– увеличение пространства, занимаемого запасным колесом;
– увеличение массы шины.

11.5.6. Специальные шины

К специальным относят шины с регулируемым давлением, широкопрофильные, арочные и пневмокатки, то есть шины, которые позволяют повысить опорно-сцепные показатели проходимости грузового автомобиля.

Шины с регулируемым давлением (*рис. 11.6 в* и *рис. 11.14*) по сравнению с обычными дорожными шинами имеют на 25—40% увеличенную ширину профиля и более легкие боковины. Последнее достигается за счет уменьшения до 6—10 числа слоев корда, между которыми имеются прослойки из мягкой резины. Благодаря применению на автомобиле централизованной системы подкачки воздуха, давление в шинах можно менять в пределах 0,15—0,35 МПа и даже уменьшать до 0,05 МПа для кратковременного движения в тяжелых условиях с малой скоростью, например до 10 км/ч. Вентили, со-

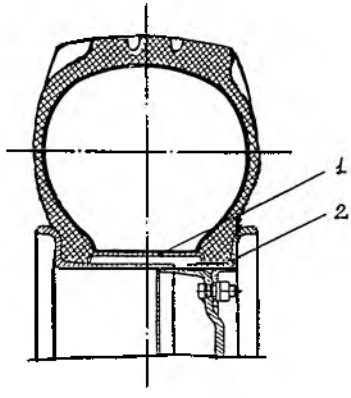


Рис. 11.14. Установка на ободе шины с регулируемым давлением

единенные с системой подкачки, не содержат золотников. Пониженное давление устанавливается при движении по мягким грунтам, что увеличивает площадь контакта колеса с опорной поверхностью и, следовательно, уменьшает вдавливание колеса в грунт. Кроме того, уменьшается разрушающее воздействие колеса на почву.

Удержание бортов шины от сползания с обода и проворачивания осуществляется различными способами, и в частности, как показано на *рис. 11.14*, применением обода с внутренним проставком *1* и отъемной бортовой закраиной *2*. Шины с регулируемым давлением могут быть камерными и бескамерными. В последнем случае обод должен быть герметичным.

Рисунок протектора шин с регулируемым давлением, как и других шин повышенной проходимости, сильно расчлененный, с грунтозацепами и поперечными канавками, ориентированными на самоочищение от грязи и снега.

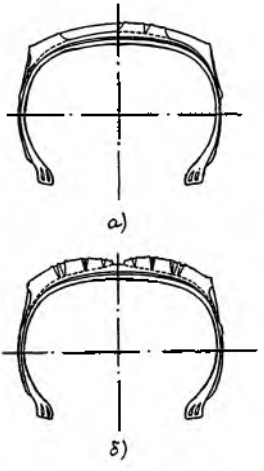


Рис. 11.15. Широкопрофильные шины

Широкопрофильные шины (*рис. 11.15*) имеют профиль овальной формы, $H/B = 0{,}6-0{,}8$ и применяются как в камерном, так и в бескамерном варианте. В целях повышения проходимости применяются широкопрофильные шины с регулируемым давлением и одной беговой дорожкой на всю ширину профиля (*рис. 11.15 а*).

На грузовых автомобилях широкопрофильными шинами иногда заменяют обычные шины сдвоенных задних колес. При этом достигается снижение массы колес, уменьшение сопротивления качению и некоторое повышение грузоподъемности. Однако реального повышения экономичности автомобиля не происходит, так как на одном автомобиле применяются два типа шин, обычные спереди и широкопрофильные сзади, и соответственно два запасных колеса. Для уменьшения износа протектора, улучшения сцепления и снижения шума на дорогах с твердым покрытием рисунок протектора делается более мелким, с двумя беговыми дорожками (*рис. 11.15 б*).

Арочные шины (*рис. 11.16*) также устанавливаются вместо сдвоенных задних колес с обычными шинами и позволяют в распутицу (сезонно) повысить проходимость грузовых автомобилей колесной формулы 4×2, 6×4. Такое название они получили по форме профиля, напоминающего арку.

При качении арочные шины уплотняют грунт в направлении к центру отпечатка и поэтому обеспечивают хорошую проходимость по подвижным грунтам и снегу.

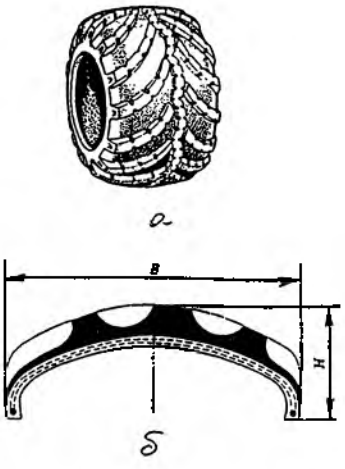


Рис. 11.16. Арочная шина
а — общий вид, *б* — профиль поперечного сечения

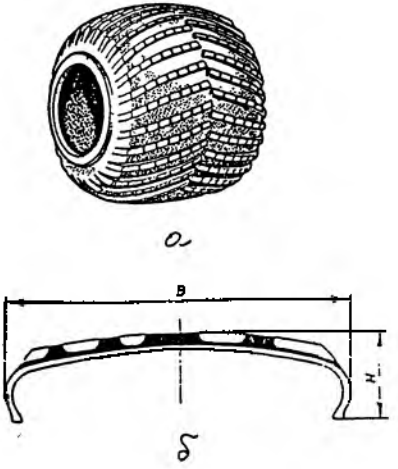


Рис. 11.17. Пневмокаток
а — общий вид, *б* — профиль поперечного сечения

Ширина профиля арочных шин в 2—3 раза больше, чем у обычных шин, примерно в 2 раза больше и их радиальная деформация. Последнее достигается благодаря низкому внутреннему давлению воздуха 0,05—0,15 МПа. Такие шины имеют весьма большую площадь контакта с грунтом и соответственно оказывают малое давление на него.

Рисунок протектора представлен грунтозацепами эвольвентной формы высотой до 60 мм, идущими с шагом 100—250 мм по всей ширине профиля. В средней части рисунка протектора имеется практически сплошная беговая дорожка, позволяющая непродолжительно двигаться по дорогам с твердым покрытием без существенного износа протектора.

Арочные шины выполняются бескамерными и монтируются на специальный обод. При этом для устранения проворачивания шина устанавливается на полки обода с натягом, а борта зажимаются накладными закраинами обода.

По сравнению с обычными шинами арочные имеют высокую стоимость, повышенный износ протектора. При их большой ширине ось следа задних шин смещается наружу по отношению к передним. Поэтому наружная часть шины катится вне колеи передних колес по целине, что вызывает неравномерную по ширине радиальную деформацию шины и повышенный ее износ. Вследствие более широкой колеи повышаются нагрузки на ходовую часть.

Пневмокатки (*рис. 11.17*) отличаются от обычных шин как по внешнему виду, так и по ряду конструктивных параметров. Бочкообразная форма профиля определяет большую ширину пятна контакта по сравнению с уже рассмотренными шинами.

Пневмокаток содержит те же составные части, что и обычная шина. Каркас выполняется тонкостенным из 2—4 слоев прочного высокоэластичного на изгиб диагонального корда. В сочетании с большим объемом воздуха внутри катка под давлением 0,01—0,10 МПа это приводит к тому, что радиальная жесткость пневмокатков в 3—4 раза меньше, чем у обычных дорожных шин, и в 1,5—2 раза – чем у арочных. Это позволяет им выполнять роль упругой подвески.

Протектор имеет сравнительно невысокие и редко расположенные грунтозацепы, которые также упрочняют каркас и повышают устойчивость его формы.

Пневмокатки изготавливают, как правило, бескамерными, пригодными для регулирования давления в них. Высокая эластичность, низкое внутреннее давление обуславливают высокую приспосабливаемость пневмокатков к неровностям грунта, высокую сопротивляемость проколам и повреждениям. При проколе из-за низкого внутреннего давления воздух выходит наружу очень медленно. Однако пневмокатки имеют малую грузоподъемность и небольшой срок службы на твердых покрытиях.

11.5.7. Влияние конструкции шин на некоторые их свойства

Продолжающееся в настоящее время совершенствование конструкции шин в первую очередь направлено на повышение их долговечности, радиальной податливости, на снижение сопротивления качению и улучшение сцепных свойств протектора. Улучшение этих свойств достигается, в частности, подбором материалов и конструкции кордной ткани, взаимным расположением нитей корда в соседних слоях боковины и брекера, числом слоев корда в каркасе и брекере.

Однако за счет изменения конструкции каркаса можно улучшить и другие свойства шины. Как отмечалось, диагональные и радиальные шины по-разному передают колесу дорожные возмущения различной частоты. Как видно из графиков, представленных на *рис. 11.18 а*, конкретная радиальная шина передает в вертикальном направлении более низкий уровень вибраций за исключением диапазона частот 75—100 Гц. В продольном направлении (*рис. 11.18 б*) радиальная шина дает всплеск амплитуды вибраций, в диапазоне частот 35—70 Гц. Варьируя конструкцией каркаса (углом наклона нитей, числом слоев в каркасе и брекере, применением эластичных прокладок в брекере и каркасе), можно вызвать сдвиг диапазона резонансных частот в необходимую сторону и снизить амплитуду колебаний.

Так, фирма «Мишлен» предложила гибридный каркас (*рис. 11.19 а*), в котором содержится один слой радиального стального корда, но под протектором он формованием изгибается и проходит под углом 40° к экваториальной линии. На каркас накладывается единственный брекерный слой из металлокорда, нити в котором

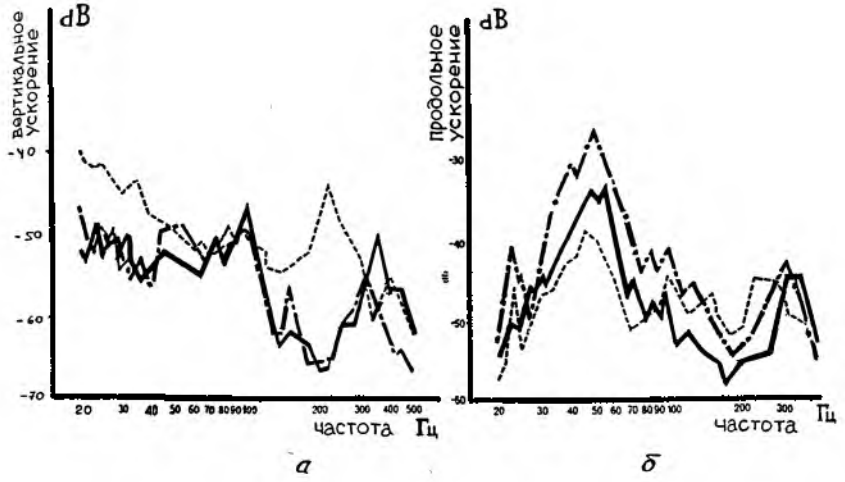


Рис. 11.18. Уровень вибраций, передаваемых на ступицу колеса шинами с каркасом различной конструкции

а — в вертикальном и *б* — в продольном направлениях

- - - - - - - - - диагональная шина

——————— радиальная шина с текстильным брекером

— - — — - — радиальная шина с металлокордным брекером

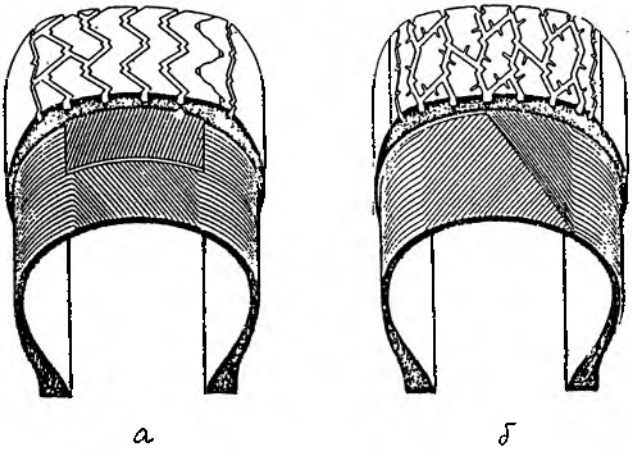


Рис. 11.19. Шины с гибридным радиально-диагональным каркасом.

а — с однослойным каркасом и брекером; *б* — с двухслойным каркасом

направлены под углом 20° к экваториальной линии в противоположном направлении.

Фирма «Континенталь» предложила каркас из двух слоев радиального синтетического корда (*рис. 11.19 б*), который сразу же за плечевой зоной образует диагональную конструкцию.

Фирма «Юнироял» предложила конструкцию, в которой один слой корда расположен радиально, а другой — под углом 5—45° к радиальным нитям. По мнению этой фирмы, такая комбинация снижает амплитуды вибраций в резонансных зонах.

Выше отмечалось, что радиальные шины, имея благодаря брекерному поясу из металлокорда большое сопротивление уводу, обладают значительной боковой податливостью боковин. Для устранения этого недостатка и улучшения характеристик управляемости автомобиля на высоких скоростях фирма «Мишлен» создала шину с усиленными боковинами. В каркасе этой шины (*рис. 11.20*) всего лишь один слой радиального текстильного корда, однако он усилен двумя слоями диагонального металлического корда, обернутого вокруг бортового кольца, причем один слой простирается на 2/3, а второй на 1/2 высоты боковины. В брекерном поясе этой шины три слоя металлокорда, нижний из них обернут вокруг двух верхних на 1/4 ширины протектора.

Конструкция каркаса и брекера существенно влияет на сопротивление шины боковому уводу, а следовательно, и управляемость автомобиля. Для шин современных конструкций характерно увеличение сопротивления уводу с уменьшением высоты профиля. Сверхнизко- профильные радиальные шины с металлокордным брекером обладают наибольшим сопротивлением уводу. Однако в последнем случае возможен быстрый и неожиданный для водителя переход шины от качения с уводом к боковому скольжению. Учи-

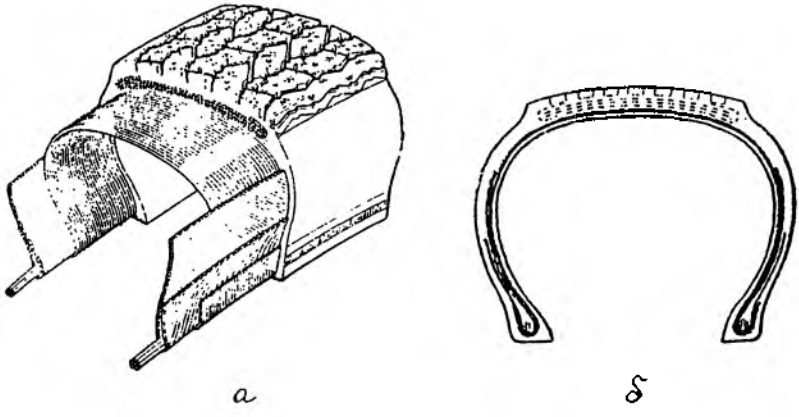


Рис. 11.20. Шина с однослойным радиальным каркасом и усиленной боковиной
а — общий вид элементов конструкции; *б* — поперечное сечение

тывая это явление, фирма «Мишлен» выпустила шину, у которой брекер представлен тремя слоями металлокорда, из них нижний пояс сплошной и широкий, второй состоит из двух колец половинной ширины, а третий, узкий, только покрывает стык предыдущих. Таким образом, брекер получил большую поперечную податливость. Протектор шины имеет несимметричный рисунок. С наружной по отношению к автомобилю стороны он более насыщенный и жесткий, чем с внутренней. При движении на повороте происходит поперечное искривление брекера, что повышает плавность нарастания боковой силы, а внутренние, податливые части протектора начинают постепенно скользить, что позволяет шине плавно перейти к боковому скольжению.

Многие свойства шины связаны с рисунком протектора. Основное назначение рисунка протектора — обеспечить хорошее сцепление шины с дорогой и высокую износостойкость. На сухом, чистом и гладком асфальтобетонном покрытии дорог наилучшее сцепление как в продольном, так и боковом направлении обеспечивает протектор без рисунка. В этих условиях сцепление шины с дорогой определяется в основном свойствами резины протектора. В реальных условиях сцепные свойства шины повышаются не только за счет соответствующих свойств резины, но и за счет подбора рисунка протектора. Рисунок с продольными канавками при одном и том же составе резины протектора создает повышенное сцепление шины с сухой дорогой в боковом направлении и недостаточное сцепление в продольном направлении, а также на мокрых и скользких покрытиях. Рисунок с поперечными канавками дает обратный эффект. Поэтому на практике создаются протекторы с продольными и поперечными канавками.

Шины для дорог с твердым покрытием подразделяют на две основные группы:

— с обычным дорожным рисунком;

— для грязи и снега.

Стандартные дорожные шины имеют 4—7 продольных дорожек с поперечными канавками сложного профиля и тонкими профилирующими надрезами для улучшения сцепных свойств (см. *рис. 11.20*). Беговая поверхность делается округленной. Кривизну протектора и окружную жесткость его продольных дорожек подбирают таким образом, чтобы при качении шины пути, проходимые дорожками, были одинаковыми. В противном случае износ дорожек будет неравномерным, так как между ними появятся дополнительные напряжения, повысится уровень создаваемого шиной при качении шума. По краям беговая поверхность переходит в заплечики, которые для лучшего сцепления на повороте делаются скругленными и тоже профилируются. При этом добиваются определенного характера распределения давлений по ширине пятна контакта при нагружении шины большой боковой силой.

Большинство шинных фирм предлагает несколько дорожных рисунков протектора для одной и той же модели шины. При создании дорожного рисунка протектора наибольшее внимание уделяется сцепным свойствам на мокром покрытии, шуму, а также внешнему виду шины.

На дорогах, покрытых пленкой воды, с увеличением толщины слоя воды и (или) скорости качения шины ее сцепление с дорожным покрытием ухудшается. Это происходит вследствие неполного удаления воды из зоны контакта шины с дорогой. Вода под давлением, возникающим под элементами протектора, выдавливается в канавки рисунка и прокачивается через них во всех направлениях, а также захватывается канавками и выбрасывается наружу в задней части отпечатка. Способность канавок рисунка осушать пятно контакта, а профилированных элементов протектора при этом хорошо сцеп-

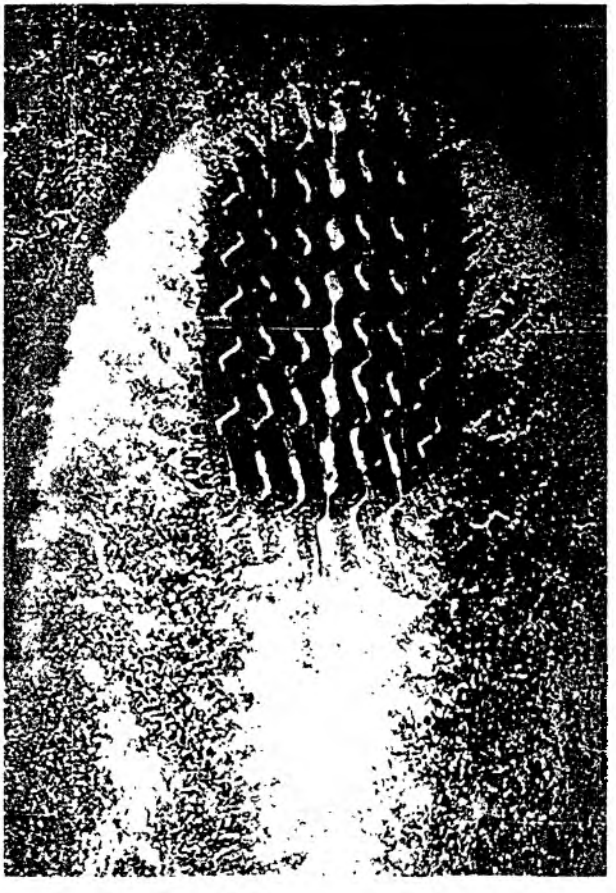


Рис. 11.21. Фотография взаимодействия рисунка протектора со слоем воды на стеклянной поверхности.

ляться с опорной поверхностью определяет сцепные качества рисунка в этих условиях. При увеличении слоя воды на дорожной поверхности и скорости качения колеса канавки протектора не справляются с осушением пятна контакта, и водяной клин, возникающий в передней части отпечатка, отжимает шину от дороги. Это явление называют аквапланированием шины.

По данным фирмы «Данлоп», шина с изношенным протектором при толщине слоя воды около 1 мм практически полностью «всплывает» на скорости около 100 км/ч. При правильно спроектированном рисунке протектора аквапланирование возникает при толщине слоя воды 2—3 мм и скоростях свыше 100 км/ч. На *рис. 11.21* приведена фотография, полученная при качении шины по стеклянной пластине, покрытой слоем воды. Устойчивый против аквапланирования рисунок протектора обычно имеет несколько глубоких продольных каналов для удаления воды и множество поперечных канавок, тянущихся к заплечикам шины и выносящих воду из контакта.

Бесшумность качения шин достигается при более мелком профилировании рисунка протектора, что, однако, снижает устойчивость к аквапланированию. В отдельных случаях специальными исследованиями находится переменный шаг чередования элементов протектора по окружности. Однако последнее решение приводит к переменной окружной жесткости шины, что может усилить крутильные колебания в трансмиссии автомобиля. Следует иметь в виду, что шум шины возникает не только при взаимодействии ее с дорогой, но и — с окружающим воздухом.

Как отмечалось, рисунок протектора может быть выполнен несимметричным относительно экваториальной плоскости. Делается это главным образом в целях улучшения управляемости автомобиля. Однако в этом случае при монтаже шины на обод ее следует устанавливать определенным образом, строго руководствуясь рекомендациями изготовителя шины.

Шины для снега и грязи имеют крупный поперечно ориентированный рисунок увеличенной глубины. Обычно, как показано на *рис. 11.22 а*, он состоит из отдельных резиновых блоков, дополнительно расчлененных ножевыми надрезами, и больших выемок

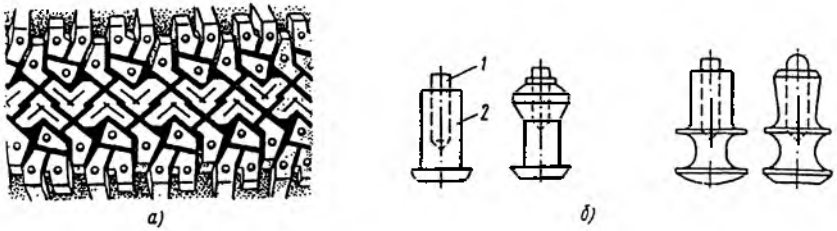


Рис. 11.22. Шина с шипами противоскольжения
а — рисунок протектора, *б* — некоторые разновидности шипов

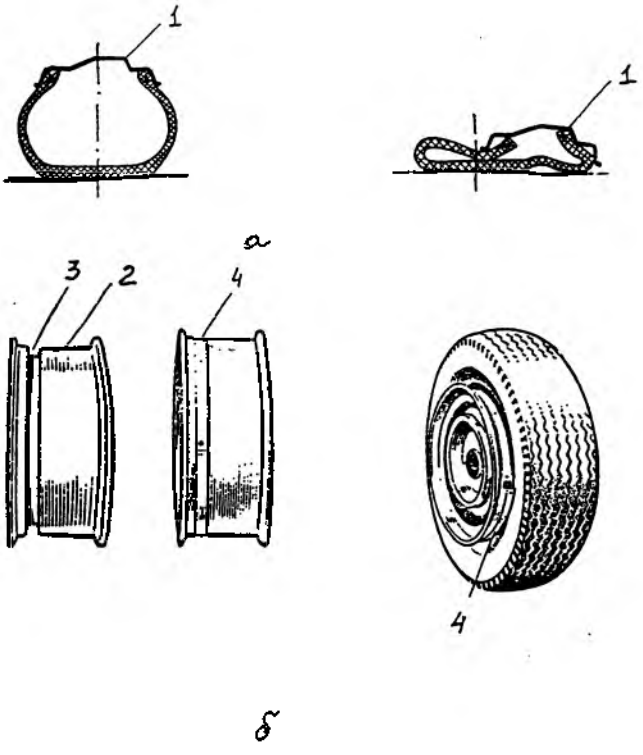


Рис. 11.23. Шина, смонтированная
а — на глубоком ободе и ее деформация в спущенном состоянии;
б — на плоском ободе с монтажной канавкой

(или выступов) в плечевой зоне. Блоки должны иметь резко выраженную угловатую форму, а их ножевые надрезы при деформации блоков в пятне контакта должны создавать множество мелких заостренных выступов. Форма блоков, канавок и надрезов обычно весьма разнообразна, однако во всех случаях они должны иметь хорошую самоочищаемость.

Улучшенное сцепление с обледенелой дорожной поверхностью имеют шины с шипами. Это специальные зимние шины, блоки протектора которых имеют массив жесткой резины, достаточный для удержания шипа. Гнезда в блоках для запрессовки шипов либо делаются при вулканизации протектора, либо высверливаются. Шип (*рис. 11.22 б*) состоит из твердосплавного сердечника *1* и стального или пластмассового корпуса *2*. Корпус шипа может иметь разнообразную форму и должен надежно удерживать шип в резине протектора шины. Диаметр шипа для шин легкового автомобиля 8—

9 мм и до 15 мм для грузовых автомобилей. Длина шипа должна соответствовать толщине протектора и колеблется от 10 до 30 мм. Выступание шипа над поверхностью блока протектора не превышает 1,5 мм для легковых автомобилей и 3 мм для грузовых. Количество шипов, устанавливаемых в шину, зависит от веса автомобиля, мощности двигателя и условий эксплуатации. Обычно рекомендуется иметь в зоне контакта шины с дорогой 8—12 шипов и устанавливать их ближе к плечевой зоне шины.

Шины с шипами увеличивают сцепление с ледяной поверхностью на 40—50%. Однако на дорогах с другим скользким покрытием (снег, грязь) они могут иметь сцепление ниже, чем иные зимние шины. Срыв таких шин в боковое скольжение может быть неожиданным для обычного водителя. На твердых покрытиях такие шины сильно шумят, имеют большое сопротивление качению и быстро разрушают дорожное покрытие. Последнее привело к тому, что во многих странах применение шин с шипами запрещено.

Отказ от шипованных шин вызвал дальнейшее совершенствование обычных зимних шин. Эти шины имеют также поперечно ориентированный крупный рисунок, но дополнительно расчлененный на отдельные элементы различного размера. Применяется резиновая смесь особого состава, нечувствительная к холоду, в ряде случаев с добавками абразивных частиц.

Как отмечалось, под безопасностью шины в первую очередь понимается ее свойство обеспечить безаварийное движение при пониженном внутреннем давлении воздуха или его отсутствии в случае прокола. При падении давления в обычной шине на глубоком ободе *1* (*рис. 11.23 а*) она деформируется, и в результате циклического обжатия боковин закраинами обода борта шины могут сползти с полок обода в его глубокий ручей и оголить обод. Для предотвращения такого явления предложена конструкция цилиндрического обода *2* (*рис. 11.23 б*) с монтажной канавкой *3*, закрываемой при монтаже шины пластмассовым или стальным кольцом *4*. Такая конструкция препятствует полному оголению закраин обода и их касания дороги при движении на спущенной шине.

Другое достаточно простое, но эффективное решение показано на *рис. 11.24* и заключается в установке внутри шины при ее монтаже на разборный обод кругового ограничителя деформации *1*. Он может быть дисковым, цилиндрическим, тороидным и т.п. и изготовлен из твердых или эластичных материалов.

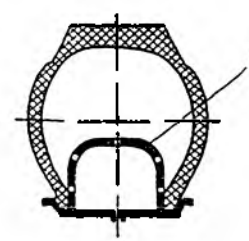


Рис. 11.24. Шина с встроенным ограничителем деформации

Шина, предложенная фирмой «Данлоп» (*рис. 11.25 б*), имеет на внутренней поверхности кольцевые резиновые пояски, на которые опирается каркас при спускании шины. Шина монтируется на цилиндрический

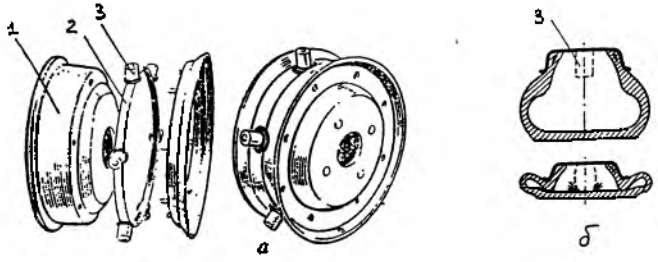


Рис. 11.25. Шина специальной конструкции со смазывающими капсулами на плоском ободе
а — составные части обода; б — шина в нормальном и спущенном состояниях

разборный обод *1* (*рис. 11.25 а*), поверх которого внутри шины устанавливается кольцо *2* с капсулами *3*, содержащими смазывающую жидкость. При падении давления воздуха шина радиально деформируется, и из капсул выдавливается жидкость, которая смазывает внутреннюю поверхность шины для предотвращения ее перегрева.

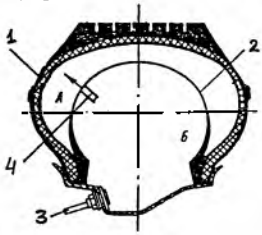
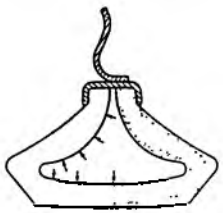


Рис. 11.26. Шина с двумя воздушными полостями

По данным фирмы, автомобиль на такой спущенной шине может двигаться со скоростью 80 км/ч на расстояние 160 км.

Имеются конструкции двухполостных шин, одна из которых упрощенно показана на *рис. 11.26*. Она состоит из бескамерной шины *1* и диафрагмы *2*, разделяющей внутренний объем на две полости *А* и *Б*. Полость *Б* заполняется воздухом через вентиль шины *3*, а полость *А* — через клапан *4*. При проколе шины воздух выходит только из полости *А*, а диафрагма и воздух в полости Б поддерживают шину, так как открытию клапана *4* препятствует его касание внутренней поверхности шины.



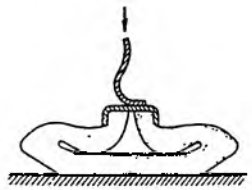


Рис. 11.27. Шина треугольного профиля в нормальном и спущенном состояниях

Фирмой «Пирелли» предложена оригинальная конструкция шины с треугольным профилем (*рис. 11.27*). Эта шина, смонтированная на очень узкий цилиндрический обод, после падения давления в ней деформируется так, что при качении работает как пустотелый резиновый обруч. По данным фирмы, новый профиль позволяет снизить вибрации и шум шины ввиду отсутствия выпуклых боковин, увеличивается пространство для размещения тормозов и элементов рулевого управления благодаря низкому профилю шины и малой ширине обода.

11.6. Обозначение шин

Европейская экономическая комиссия ООН в сотрудничестве с технической организацией европейских производителей шин и ободьев в 1975 г. приняла Правило 30 (ЕЭК ООН). Это правило касается типовых испытаний шин и их дополнительных обозначений, необходимых для проведения этих испытаний.

Согласно принятым международным правилам и Правилу 30 ЕЭК ООН обозначение шин строится следующим образом:

– ширина профиля шины в дюймах / миллиметрах для диагональных конструкций или только в миллиметрах для радиальных шин;

– через знак «/» серия шины;

– знак «-»;

– посадочный диаметр в дюймах;

– индекс грузоподъемности;

– индекс скорости.

Согласно приведенному перечню обозначение шины выглядит следующим образом:

6,15/155-13 75 P – для диагональной;

155/70-13 78 S – для радиальной.

Некоторые дюймовые обозначения сохранились потому, что долгое время крупнейшим производителем шин, особенно диагональной конструкции, являлись США, где размеры обозначались в дюймах.

Индекс грузоподъемности – это условное целое число, соответствующее максимальной грузоподъемности в килограммах или тоннах. Наиболее распространенные значения индекса и соответствующей ему массы приведены в таблице 11.2.

Таблица 11.2

Значения индексов грузоподъемности

Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса,кг *
60	250	86	530	112	1120	138	2360
61	257	87	545	113	1150	139	2430
62	265	88	560	114	1180	140	2500
63	272	89	580	115	1215	141	2575
64	280	90	600	116	1250	142	2650
65	290	91	615	117	1285	143	2725
66	300	92	630	118	1320	144	2800
67	307	93	650	119	1360	145	2900
68	315	94	670	120	1400	146	3000

См. продолжение табл.

Продолжение табл.

Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса, кг *	Индекс	Допустимая масса, кг *
69	325	95	690	121	1450	147	3075
70	335	96	710	122	1500	148	3150
71	345	97	730	123	1550	149	3250
72	355	98	750	124	1600	150	3350
73	365	99	775	125	1650	151	3450
74	375	100	800	126	1700	152	3550
75	387	101	825	127	1750	153	3650
76	400	102	850	128	1800	154	3750
77	412	103	875	129	1850	155	3875
78	425	104	900	130	1900	156	4000
79	437	105	925	131	1950	157	4125
80	450	106	950	132	2000	158	4250
81	462	107	975	133	2060	159	4375
82	475	108	1000	134	2120	160	4500
83	487	109	1030	135	2180	161	4625
84	500	110	1060	136	2240	162	4750
85	515	111	1090	137	2300	163	4875

* Допустимая масса, приходящаяся на шину, кг, макс.

Индекс скорости — это буква латинского алфавита, которой в соответствие поставлено значение скорости, являющейся максимальной для шин легковых автомобилей или базовой для грузовых автомобилей и прицепов (табл. 11.3).

Таблица 11.3

Значения индексов скорости

Индекс	V_{max}, км/ч	Индекс	V_{max}, км/ч	Индекс	V_{max}, км/ч
F	80	M	130	S	180
G	90	N	140	T	190
J	100	P	150	U	200
K	110	Q	160	H	210
L	120	R	170	V	>210

Базовая скорость — это максимальная скорость шины, соответствующая оптимальной нагрузке на нее. Нагрузка на шины задних колес грузового автомобиля может меняться в несколько раз в зависимости от массы перевозимого груза. Предельная скорость и радиальная нагрузка шины находятся в обратной зависимости. Поэтому, если конструкцией автомобиля или условиями эксплуатации предусмотрена максимальная скорость меньше, чем базовая, для шины, нагрузку на шину можно увеличить. В случае меньших нагрузок на шину максимальная скорость качения может быть больше базовой.

В случае необходимости на шину наносят дополнительные обозначения в виде надписей, например, со следующей информацией:

—тип каркаса шины RADIAL — радиальный;

—бескамерная шина TUBELESS;

—материал корда и число его слоев в каркасе 2 PLIES RAYON — 2 слоя вискозного корда;

—для радиальных шин может быть описан состав брекера: TREAD 4 PLIES (2 PLIES RAYON + 2 PLIES STEEL) — пояс из четырех слоев (2 вискозных слоя + 2 стальных слоя);

—фирма-изготовитель;

—обозначение рисунка протектора;

—обозначение «M & S» для зимних шин.

11.7. Требования к колесам

Колесо состоит из обода и соединительного элемента, при помощи которого оно соединяется со ступицей. Соединительный элемент обычно представляет собой профилированный диск, приваренный к ободу, либо является непосредственной частью обода. В последнем случае колеса называются бездисковыми.

К колесам предъявляются следующие требования:

1. *Прочность и долговечность.* Это требование, которое для ранее рассмотренных узлов считалось общим, в данном случае можно выделить как специфичное, так как прочностной расчет колеса является сложной теоретической задачей. Методы расчета достаточно трудоемки и разработаны лишь для отдельных элементов колеса. Обычно разработка конструкции колеса ведется на основе экспериментально-теоретических методов.

2. *Размеры и жесткость колеса должны обеспечивать надежную посадку шины на ободе и не снижать срок ее службы.* При недостаточном монтажном натяге бортов шины на полки обода может происходить их относительное смещение, приводящее к истиранию

контактирующих поверхностей, то есть снижению срока службы и безопасности автомобильного колеса. Кроме того, повышенная деформация обода и диска под действием боковых реакций дороги приводит к увеличению углов развала и увода при движении автомобиля на повороте, что может отрицательно сказаться на управляемости автомобиля и износе шин.

3. *Конструкция крепления колеса должна обеспечивать его быструю и точную установку на ступице.*

4. *Минимальное биение и дисбаланс колеса при вращении на ступице.*

5. *Минимальный момент инерции.* Это требование главным образом связано с тем фактом, что часть крутящего момента, подведенного к колесу, затрачивается на преодоление его инерционного момента. Таким образом, момент инерции колеса прямо влияет на интенсивность разгона и торможения автомобиля.

В случае применения бескамерных шин к колесу предъявляются дополнительные требования, а именно:

—герметичность обода;

—одинаковые посадочные размеры для бескамерной и камерной шин одного и того же размера;

—возможность применения камеры.

11.8. Классификация колес и их конструкция

11.8.1. Классификация колес

Колеса принято классифицировать по классам, видам и типам.

Классификация по классам связана с эксплуатационным назначением транспортных средств. Имеются следующие классы колес:

класс 1 — для внутризаводского транспорта, в том числе автопогрузчиков и электрокаров;

класс 2 — для автомобилей с полной массой до 2,0 т и для прицепов к ним;

класс 3 — для грузовых автомобилей с полной массой от 2 до 20 т;

класс 4 — для грузовых автомобилей с полной массой свыше 20 т;

класс 5 — для автомобилей повышенной проходимости и прицепов;

класс 6 — для тракторов и сельскохозяйственных машин; посадочный диаметр обода до 20″;

класс 7 — для тракторов и сельскохозяйственных машин; посадочный диаметр обода свыше 20″.

Основным признаком классификации колес по видам является тип применяемой шины. Так, колеса могут быть предназначены для следующих шин:

— камерных;
— бескамерных;
— с регулируемым давлением;
— арочных;
— пневмокатков;
— безопасных, кратковременно работающих без избыточного давления воздуха внутри.

В основе кассификации по типам лежат конструктивные особенности колеса, а именно:

тип обода	с неразъемным и разъемным ободом; с профилированным ободом; с ободом из фасонных профилей; со штампованным или литым ободом и т. д.;
место соединения диска с ободом	с диском, соединенным с ободом в средней части, то же в замочной части, то же в бортовой части;
способ соединения диска с ободом	не регулируемые по вылету диска относительно обода и регулируемые;
способ соединения колеса со ступицей	дисковые и бездисковые;
число колес, одновременно устанавливаемых на ступицу	одинарные и сдвоенные.

11.8.2. Типы ободьев

Основными типами ободьев колес являются следующие:

- неразъемный (*рис. 11.28 а*);
- разъемный посередине (*рис. 11.28 б*);
- разъемный по радиусу – сегментный (*рис. 11.28 в*);
- разъемный двух-, трех-, четырех- и пятиэлементный (*рис. 11.28 д—з* соответственно).

Неразъемный обод (*рис. 11.29*) состоит из закраин *1*, полок *2* и ручья *3*.

Закраины обода воспринимают усилия, передаваемые бортами шины, ограничивают их перемещение и в ряде случаев защищают

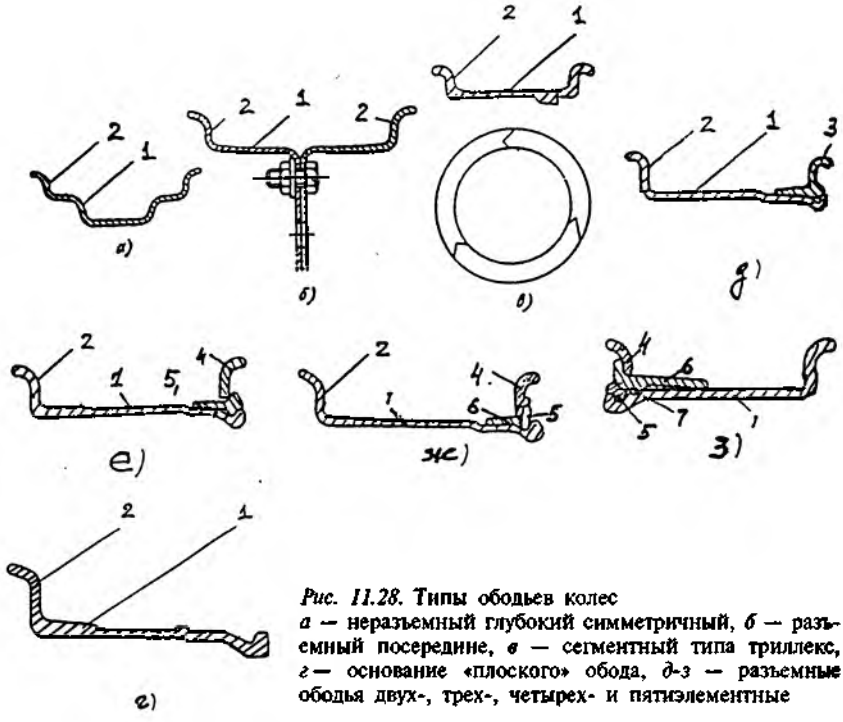


Рис. 11.28. **Типы ободьев колес**
а — неразъемный глубокий симметричный, *б* — разъемный посередине, *в* — сегментный типа триллекс, *г* — основание «плоского» обода, *д-з* — разъемные ободья двух-, трех-, четырех- и пятиэлементные

боковины шины от внешних повреждений. Закраины должны быть достаточно жесткими, прочными и воспринимать не только усилия от бортов шины, но и усилия возникающие при наезде шины на неровности (с пробоем), а также усилия от инструмента при монтаже шины.

Полки являются посадочными местами для бортов шины и наклонены к середине на угол 5°. На неразъемных ободьях, предназначенных для бескамерных шин грузовых автомобилей (*рис. 11.29 б*), этот угол составляет 15°. Наклон полок обеспечивает натяг бортов при накачивании шины после монтажа и соответственно их плотную посадку на полки.

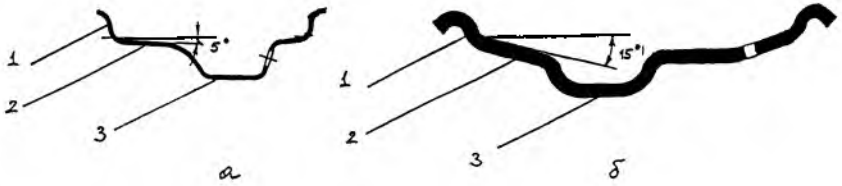


Рис. 11.29. **Неразъемный глубокий обод**
а — с глубоким ручьем, *б* — с крутыми полками

Ручей обода служит для временного размещения части борта шины в процессе ее монтажа (демонтажа) и должен быть достаточно глубоким. В зависимости от расположения ручья по ширине обод может быть симметричным (*рис. 11.28 а*) или несимметричным (*рис. 11.29*). Симметричный профиль более технологичен, однако по компоновочным причинам наиболее распространен несимметричный профиль. Решающим обычно является то обстоятельство, что несимметричный обод с ручьем, смещенным наружу, позволяет иметь большее пространство для размещения колесных тормозных механизмов.

Неразъемные ободья являются наиболее жесткими, технологичными, имеют малую массу и достаточно легко поддаются герметизации. Однако на них возможен монтаж лишь шин с достаточно эластичными бортами и боковинами – это шины легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

Для обеспечения безопасности бескамерных шин применяется специальный безопасный контур полок обода. Полка с подкатом (хампом) имеет проходящий по окружности выступ округлой (*рис. 11.30 а, б*) или заостренной (*рис. 11.30 в*) формы, который предотвращает соскакивание бортов в ручей при выпуске воздуха из шины при движении автомобиля. Аналогично работает полка с обратным наклоном (*рис. 11.30 г*).

Ободья изготавливаются из качественных конструкционных сталей, допускающих глубокую вытяжку.

В ряде случаев колеса в целом, то есть обод совместно с диском, изготавливают из легких, преимущественно магниевых или алюминиевых сплавов. При прочих равных условиях такие колеса имеют меньшую массу и момент инерции. Однако они значительно дороже стальных. При изготовлении литьем из-за местной пористости отливок и раковин затрудняется применение бескамерных шин. При изготовлении штамповкой раковины и пористость отсутствуют, но из-за сложности технологии стоимость таких колес весьма высока.

Разъемные ободья применяют для шин грузовых автомобилей и автобусов. Борта и боковины этих шин настолько жесткие, что не позволяют смонтировать шину через закраины обода.

Наиболее распространенными являются так называемые плоские ободья с одной отъемной закраиной (*рис. 11.28 г—ж*). Они имеют цилиндрический либо с неглубоким ручьем обод *1* с одной закраиной. Эта закраина изготавливается заодно с ободом либо приваривается к нему. Шина беспрепятственно надевается на такой обод, после чего устанавливается вторая закраина (на рисунке обозначена позициями *3* или 4), называемая также съемным бортовым кольцом, которая фиксируется на ободе.

В двухэлементной конструкции (*рис. 11.28 д*) съемная закраина *3* выполнена с косым сквозным разрезом и монтируется в канавку на краю обода благодаря ее радиальной упругой деформации. За-

кранна имеет коническую полку для посадки борта шины. При накачивании шины после монтажа и посадки борта на полку эта закраина сама фиксируется в канавке обода. Это наиболее простая конструкция разъемного обода, однако разрез на съемной закраине снижает ее жесткость, создает зазор в стыке, не позволяющий герметизировать обод, образует острые кромки, повреждающие борта шины.

Трехэлементный обод (рис. *11.28 е*) имеет неразрезную жесткую съемную закраину *4* и разрезное замочное кольцо *5* с конической полкой.

Четырехэлементный обод (*рис. 11.28 ж*) имеет неразрезную закраину *4*, сплошное посадочное кольцо *6* с конической полкой и разрезное (пружинное) замочное кольцо *5*.

Пятиэлементный обод (*рис. 11.28 з*) отличается от четырехкомпонентного наличием уплотнительной вставки *7*, позволяющей герметизировать обод при монтаже бескамерной шины.

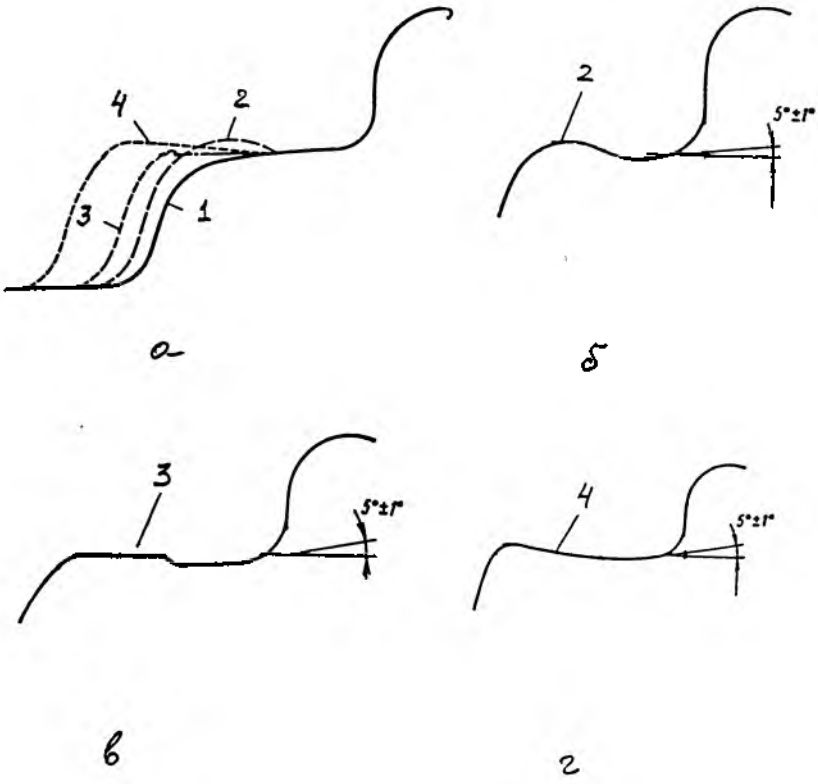


Рис. 11.30. Контуры полки обода
а — обычный в сравнении с контурами *б—г*; *б* — с подкатом, *в* — с плоским подкатом, *г* — с обратным наклоном

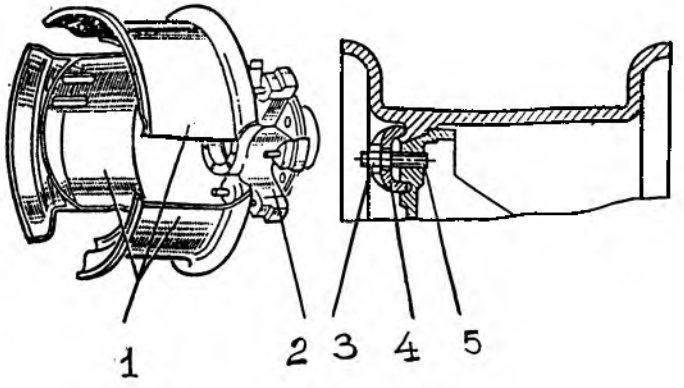


Рис. 11.31. Колесо с ободом триллекс

На автомобилях большой грузоподъемности применяются ободья с поперечными разъемами (*см. рис. 11.28 в*). Конструкция такого обода показана на *рис. 11.31*. Обод состоит из трех кольцевых секторов *1*, торцы которых обработаны так, что после сборки секторов образуют замки. Такие ободья получили название «Триллекс». Особенность монтажа состоит в том, что в данном случае не шина монтируется на обод, а обод собирается внутри шины. Такие ободья сложны в изготовлении и поэтому дороги.

11.8.3. Дисковые и бездисковые колеса

В показанной на *рис. 11.1* конструкции колеса диск *6* является частью, соединяющей обод со ступицей. Диску придается чашеобразная форма, которая по сравнению с плоской обеспечивает более высокую поперечную жесткость. Вылет диска по отношению к центральной плоскости вращения колеса определяется компоновочными причинами, как-то: размещение тормозного механизма, стыковка сдвоенных колес, получение отрицательного плеча обкатки и т.п. Однако этот вылет должен быть минимально возможным, так как он прямо определяет нагрузки на диск от вертикальных реакций дороги.

В диске имеются центральное и крепежные отверстия, оси которых параллельны оси вращения колеса, а также ряд дополнительных отверстий разнообразной формы.

Центральное отверстие служит для размещения ступицы колеса, а в ряде случаев — и для центрирования диска на ступице (см. ниже).

Дополнительные отверстия в диске используются для его облегчения, вентиляции тормозов, а также выполняют декоративные функции. Имеются конструкции, в которых кромки дополнительных отверстий спрофилированы подобно лопастям вентилятора и поэтому нагнетают воздух снаружи в сторону колесного тормоза. Од-

нако в этом случае правое и левое колеса автомобиля не взаимозаменяемы.

Поверхность диска легкового автомобиля, получаемого штамповкой или литьем, может иметь дополнительные ребра для повышения жесткости и улучшения внешнего вида. Диски колес массового выпуска изготавливаются из качественных конструкционных сталей. При большой толщине с целью экономии металла и уменьшения массы диск раскатывается так, что толщина его в периферийной части (большего диаметра) меньше, чем в центральной. При сборке с целью более точного центрирования диск запрессовывается в обод и затем приваривается к нему.

На тяжелых грузовых автомобилях используются барабанные (спицевые) ступицы и бездисковые колеса. Бездисковые колеса (см. *рис. 11.31*) имеют конический поясок на поверхности обода, обращенной к ступице. Вместо диска соединительная часть *2* выполнена непосредственно на ступице и также имеет коническую поверхность. По этим коническим поверхностям осуществляется центрирование обода относительно ступицы. Крепление таких колес осуществляется прижимами *4* путем затяжки гаек *3* на шпильках *5*. Бездисковые колеса могут иметь обод различной конструкции. Они проще по конструкции, имеют меньшую массу, большую долговечность, удобнее при монтаже на ступицу. Шпильки крепления колеса расположены на большом диаметре и поэтому меньше нагружены. Однако следует иметь в виду, что ступицы под бездисковое колесо изготавливаются литьем из чугуна, имеют достаточно толстые стенки, и поэтому заметного выигрыша в массе колеса со ступицей в сборе достичь не удается. Толстые стенки ступицы и ее спиц *2* (*рис. 11.31*) могут создавать трудности в размещении тормоза внутри колеса. Поэтому в ряде случаев наблюдается возврат к применению дисковых колес и на большегрузных автомобилях.

11.8.4. Крепление дисков колес к ступице

Крепление дисков колес к фланцам ступиц осуществляется резьбовыми соединениями, то есть болтами либо шпильками и гайками.

Центрирование и крепление диска одинарных колес легковых и грузовых автомобилей небольшой грузоподъемности осуществляется конической частью гаек *4* (*рис. 11.32 а*) или болтов с правой резьбой и углом конуса 60°, которые упираются в соответствующие фаски крепежных отверстий диска *3*. Для предотвращения самоотвинчивания гаек (болтов) и создания постоянного натяга в стыке с фланцем *1*, на котором закреплен также тормозной барабан или тормозной диск *2*, привалочная поверхность диска колеса, называемая розеткой, делается выпуклой или фигурной. При затяжке резьбового соединения происходит упругая деформация розетки диска, определяющая величину натяга в стыке. Такое упругое сопря-

жение позволяет также избежать чрезмерных усилий от затяжки на фасках крепежных отверстий, приводящих к растрескиванию металла с последующим разрушением отверстий. Недостатком такого типа крепления является высокая нагруженность крепежных отверстий. В тех случаях, когда применяются болты, для начального центрирования колеса во фланец ступицы ввертываются два установочных конических штифта.

Диаметр расположения крепежных отверстий должен быть возможно большим, так как в этом случае уменьшаются нагрузки на резьбовые соединения, вызываемые внешними силами.

На дисках из стального листа толщиной более 7 мм создать упругую розетку, деформируемую при затяжке резьбовых соединений практически невозможно. Поэтому диски колес для грузовых ав-

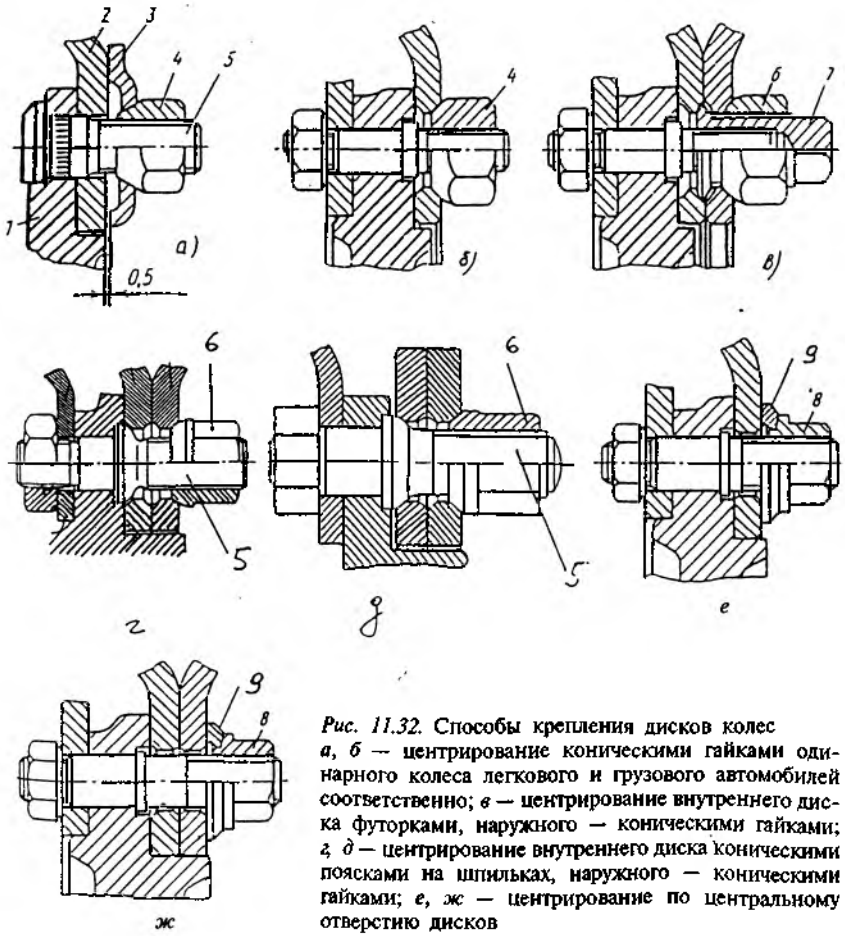


Рис. 11.32. Способы крепления дисков колес
а, б — центрирование коническими гайками одинарного колеса легкового и грузового автомобилей соответственно; *в* — центрирование внутреннего диска футорками, наружного — коническими гайками; *г, д* — центрирование внутреннего диска коническими поясками на шпильках, наружного — коническими гайками; *е, ж* — центрирование по центральному отверстию дисков

томобилей средней и большей грузоподъемности имеют плоский и поэтому жесткий стык с фланцем ступицы. Центрирование дисков одинарных колес таких автомобилей может осуществляться также по сферическим или коническим поверхностям гаек и коническим фаскам крепежных отверстий (*рис. 11.32 б*).

Однако предпочтительнее вариант центрирования по центральному отверстию в диске и цилиндрическому пояску на фланце ступицы (*рис. 11.32 е*). В этом случае прижатие диска и фланца ступицы осуществляется гайками *8* с широкими свободно вращающимися слегка коническими шайбами *9*, предотвращающими повреждение диска и самоотворачивание гайки. Усилие прижатия распределяется шайбами на достаточно большую площадь, поэтому давление в контакте не опасно для металла диска. Центрирование по центральному отверстию осуществляется более точно, чем по конусам на гайках крепления, поэтому оно применяется также и на легковых автомобилях. Последний тип крепления несколько дороже в изготовлении, возможны затруднения в снятии и установке колеса из-за коррозии центрирующих поясков.

При сдвоенных колесах внутреннее колесо может притягиваться к фланцу колпачковой гайкой *7* (*рис. 11.32 в*), называемой футоркой, со сферической опорной поверхностью и наружной резьбой, на которую наворачивается основная гайка *6*, крепящая наружное колесо. Для взаимозаменяемости внутреннего и наружного дисков фаски в крепежных отверстиях делаются с обеих сторон. Резьба крепежных деталей правых колес – правая, а левых – левая. Как длительное время считалось, такая дифференциация резьб способствует предотвращению самоотвинчивания гаек. Однако на практике выявилось, что это не имеет практического значения. Такой способ крепления сдвоенных колес имеет недостатки, присущие конструкциям, показанным на *рис. 11.32 а, б*. Кроме того, в процессе эксплуатации возникают трудности в разъединении гайки *6* и футорки *7* из-за их коррозии. Сложно также проконтролировать затяжку внутреннего диска футоркой при завинченной гайке *6*.

Последнего недостатка можно избежать, применив центрирование внутреннего диска по внутреннему сферическому пояску на крепежной шпильке (*рис. 11.32 г*), а наружного – по пояску на гайке. При этом высокая концентрация напряжений вокруг монтажных отверстий, безусловно, остается. Такой способ крепления возможен в двух вариантах. В приведенном на *рис. 11.32 г* первом варианте внутренний диск плотно прижимается к фланцу ступицы. Из-за неточностей изготовления он не может плотно взаимодействовать с внутренним центрирующим пояском на шпильке, и поэтому центрирование внутреннего диска осуществляется хуже, чем наружного. Однако внутренние крепежные отверстия при этом испытывают меньшие нагрузки, чем наружные.

Во втором варианте (*рис. 11.32 д*) идея центрирования точно такая же, но внутренний диск полностью опирается на пояски на шпильках и не контактирует с фланцем ступицы. В этом случае центрирование как наружного, так и внутреннего диска осуществляется с одинаковой точностью. При этом внутренние крепежные отверстия так же сильно нагружены, как и наружные, а поскольку они не поддаются визуальному контролю, то вследствие образования вокруг них усталостных трещин возможно неожиданное разрушение диска.

Наиболее совершенным является способ крепления сдвоенных колес с центрированием дисков по центральному отверстию и цилиндрическому пояску на ступице (*рис. 11.32 ж*). Контакт гаек *8* с диском осуществляется по плоским или слегка коническим поверхностям шайб *9*. Вертикальные и окружные силы, действующие на колесо, в этом случае передаются на ступицу трением в затянутом стыке между дисками и фланцем и не влияют на резьбовые соединения. Усилие затяжки, как и в конструкции, показанной на *рис. 11.32 е*, распределяется на достаточно большую площадь под шайбами, не вызывая опасных напряжений. При таком способе крепления не требуется точной обработки крепежных отверстий, так как они не влияют на качество центрирования.

11.9. Обозначение колес

В обозначения колес включается достаточно обширный объем информации, характерный для страны-изготовителя. Согласно международным соглашениям в основу обозначения положены характеристики обода в следующей последовательности:

- —ширина обода по посадочным полкам в дюймах;
- —буквенное обозначение формы бортовой закраины обода;
- —знак «-» для разъемных и «х» для неразъемных ободьев;
- —номинальный посадочный диаметр обода;
- —буквенное обозначение типа посадочной полки обода;
- —иногда для подчеркнутого обозначения симметричности обода символ «-S».

Так, например, обозначение 5 J X 13 H2 характеризует обод шириной 5 дюймов с закраиной типа J (информация в справочной литературе), неразъемный с посадочным диаметром 13 дюймов, с полкой типа H с обеих сторон (H2) (полка коническая с круглым подкатом — из справочной литературы), несимметричный (отсутствует обозначение S).

Обозначение 5.00R — 20-S характеризует симметричный, разъемный обод шириной 5 дюймов с закраиной типа R, с посадочным диаметром 20 дюймов.

11.10. Балансировка колес

В тех случаях, когда центр масс автомобильного колеса не лежит на геометрической оси его вращения, возникает неуравновешенность, или дисбаланс, колеса. Как известно, действующая на неуравновешенную массу центробежная сила растет пропорционально квадрату частоты вращения. Эта центробежная сила меняет направление действия относительно неподвижной системы координат в гармонической зависимости от угла поворота колеса, совершая полный цикл за один его оборот. При этом ее вертикальная составляющая влияет на силу прижатия колеса к дороге, а следовательно, его деформацию, тогда как горизонтальная составляющая стремится повернуть управляемое колесо вокруг шкворня. В результате возникают вибрации колеса, которые приводят к ухудшению комфортабельности автомобиля и затрудняют работу водителя, снижают срок службы шин, элементов рулевого управления и в определенной степени — амортизаторов. При высоких скоростях движения дисбаланс управляемых колес может вызвать их колебания с большой амплитудой, которые отрицательно влияют на управляемость и устойчивость автомобиля.

Шины, колеса и ступицы изготавливаются с определенными допусками, поэтому после сборки автомобильное колесо оказывается в той или иной степени неуравновешенным. При величине дисбаланса, превышающей допустимое значение, колесо необходимо балансировать.

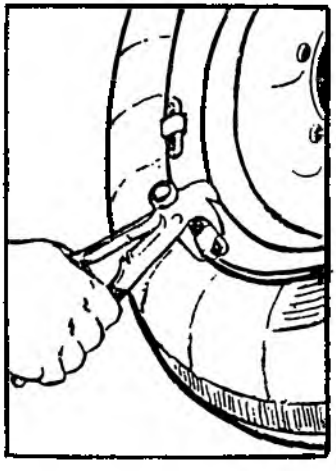


Рис. 11.33. Установка балансировочных грузиков на ободе колеса

Балансировка выполняется на специальных стендах путем закрепления на ободе колеса балансировочных грузиков (*рис. 11.33*). Балансировке подлежат колеса в сборе с шиной, накачанной воздухом до рекомендуемого давления. Балансировка должна проводиться после каждого монтажа шин, а также периодически в процессе эксплуатации автомобиля. Последнее вызвано тем, что неуравновешенность может увеличиваться вследствие неравномерного износа шин и повреждения колес.

Балансировочные грузики *1* (*рис. 11.34*) имеют почти плоскую наружную поверхность, а изнутри профилированы по закраине обода колеса. Поэтому существует не-

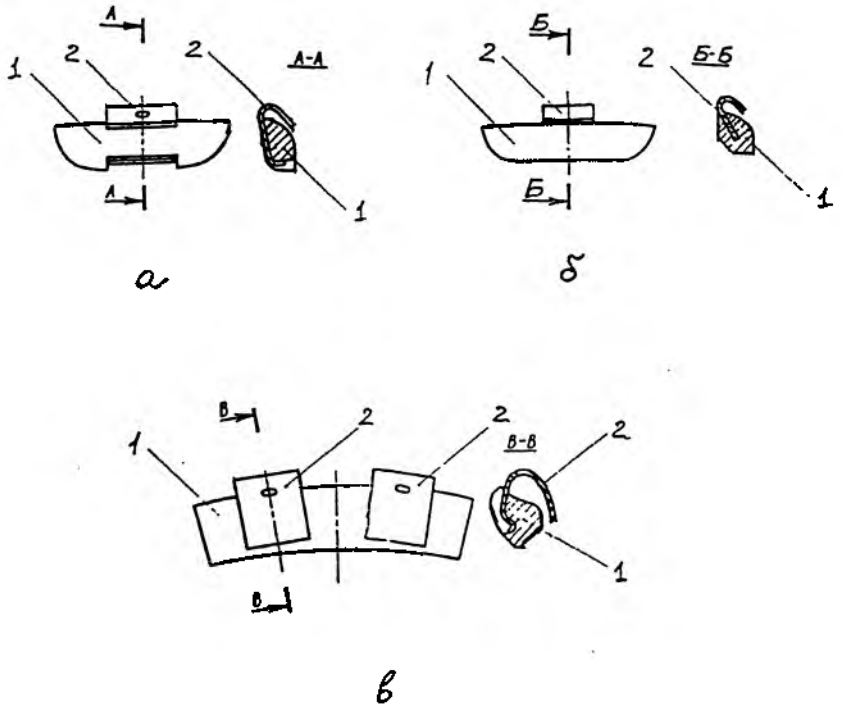


Рис. 11.34. Балансировочные грузики.
а — разъемный, *б* — неразъемный, *в* — разъемный с двумя пружинами.

сколько типов грузиков, соответствующих различным формам закраины обода. Они имеют массу от 20 до 400 г. Для изготовления грузиков используют твердые сплавы свинца или литейную сталь. Прижимная пружина *2* служит для закрепления грузика на закраине обода. Она изготавливается из углеродистых пружинных сталей. На грузике в зависимости от его размеров и массы может быть 1—2 пружины. Конструкция грузика и пружины должна обеспечивать их надежное соединение с колесом.

Для балансировки литых или штампованных колес из легких сплавов применяются грузики с клеевым креплением, так как прижимные пружины недостаточно надежно держатся на более толстых закраинах этих колес.

11.11. Подшипники ступиц колес

Ступица предназначена для установки колеса с помощью подшипников на оси вращения, которая называется цапфой, или на балке моста. Ступица имеет фланец для крепления диска или непосредственно обода колеса. К нему же присоединяется барабан или диск колесного тормоза.

Ступицы устанавливаются на конических роликовых или шариковых радиально-упорных подшипниках, которые воспринимают как радиальные, так и осевые нагрузки, передаваемые на ступицу от колеса. Конические роликовые подшипники имеют большую несущую способность по сравнению с шариковыми. Это объясняется главным образом тем, что ролики образуют линейную зону контакта с беговыми дорожками колец подшипника, тогда как шарики — точечную, меньшей площади. Поэтому при прочих равных условиях напряжения на рабочих поверхностях роликовых подшипников меньше, чем у шариковых. На практике это положительно проявляется в том, что при одинаковой несущей способности роликовые подшипники по сравнению с шариковыми имеют меньшие размеры, и это способствует уменьшению массы, улучшению компоновки ступицы и узлов, с ней связанных. Недостатком конических роликовых подшипников является их чувствительность к осевому зазору или натягу (см. гл. 7).

Регулировкой конических роликовых подшипников ступицы, в отличие от аналогичных подшипников главной передачи, обеспечивается небольшой осевой зазор. Если подшипники затянуты, то они оказывают повышенное сопротивление вращению колеса, что отрицательно сказывается на топливной экономичности автомобиля и ряде других его эксплуатационных свойств. Кроме того, при высоких скоростях вращения колес подшипники нагреваются, вследствие чего их натяг увеличивается, что может привести к заклиниванию или разрушению подшипников. При большом осевом зазоре могут возникнуть колебания колеса, которые ухудшают устойчивость движения автомобиля и вызывают повышенный износ шин. В процессе эксплуатации осевой зазор в подшипниках из-за износа рабочих поверхностей увеличивается, поэтому в ступицах обязательно предусматриваются регулировочные устройства.

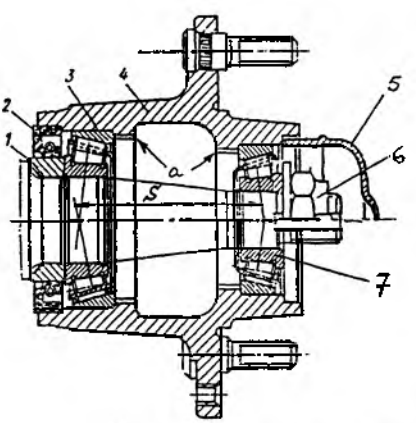


Рис. 11.35. Ступица ведомого колеса с двумя однорядными коническими роликовыми радиально-упорными подшипниками.

Осевые силы, действующие на ступицу колеса (так же как боковые силы на самом колесе), знакопеременны, поэтому в показанной на *рис. 11.35* конструкции в ступице *4* установлены навстречу друг другу два однорядных радиально-упорных подшипника *3* и *7*.

Установка двух однорядных конических роликовых подшипников осуществляется так, чтобы при прочих равных условиях была обеспечена наибольшая опорная база (расстояние *S* на *рис. 11.35—11.36*). Увеличение опорной базы подшипников

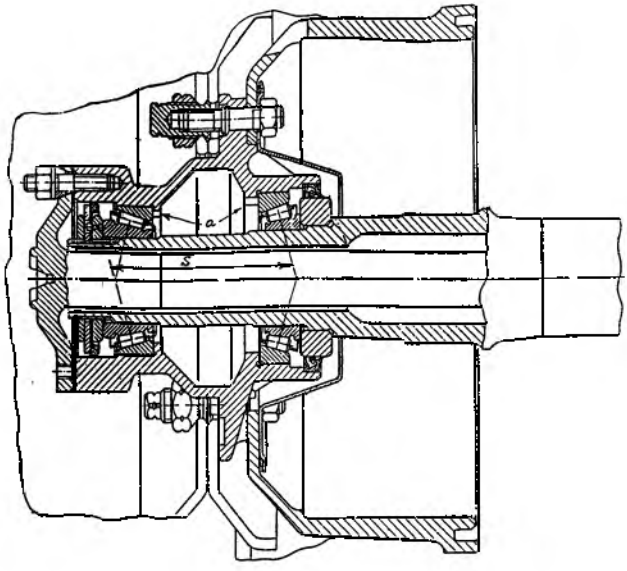


Рис. 11.36. Ступица ведущего колеса при зависимой подвеске и полностью разгруженном вале с двумя однорядными коническими роликовыми радиально-упорными подшипниками

позволяет уменьшить прикладываемые к ним вследствие действия поворачивающих и опрокидывающих моментов колеса радиальные силы.

Наружные кольца подшипников запрессовываются в корпус ступицы до упора в ограничительные буртики (*рис. 11.36*). С целью облегчения выпрессовки колец при ремонте ступицы в буртиках предусмотрены продольные пазы «а», через которые осуществляется захват кольца съемником. Внутренние кольца надеваются на посадочные поверхности и стягиваются центральной гайкой *6* (*рис. 11.35*), с помощью которой регулируется осевой зазор в обоих подшипниках одновременно.

При сборке однорядные конические роликовые подшипники и пространство между ними в ступице заполняются консистентной смазкой. Применяемый смазочный материал должен быть тугоплавким, водостойким и устойчивым против окисления на воздухе. Для предотвращения вытекания смазки из ступицы, с одной стороны, и попадания абразивных частиц и воды – с другой, в ступицу с внутренней стороны обычно, как показано на *рис. 11.35*, устанавливается резиновая манжета *2*, работающая по твердой шлифованной поверхности втулки *1*, а снаружи она герметично закрывается защитным колпачком *5* либо, как показано на *рис. 11.36*, фланцем полуоси.

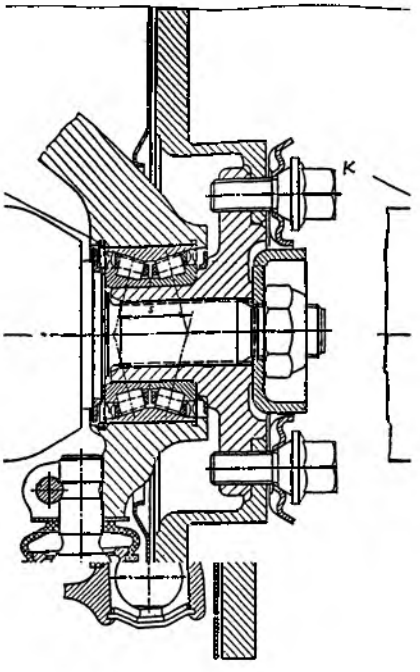


Рис. 11.37. Ступица ведущего колеса при независимой подвеске с одним двухрядным коническим роликовым радиально-упорным подшипником

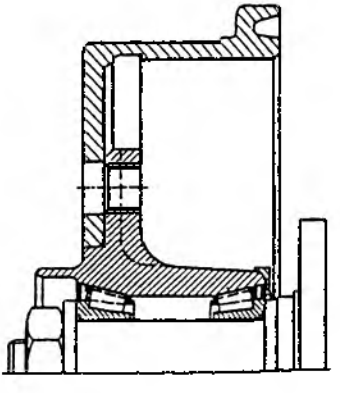


Рис. 11.38. Ступица ведомого колеса с одним двухрядным коническим роликовым радиально-упорным подшипником второго поколения

В ступицах ведущих колес легковых автомобилей с независимой подвеской имеется шлицевое соединение ведущего вала с фланцем ступицы, выполненным в виде отдельной детали. Вследствие этого диаметр посадочной поверхности под подшипник получается увеличенным по сравнению с диаметром цапфы ведомого колеса. Это приводит к необходимости применять подшипники большого размера и, как следствие, большой несущей способности. В результате появляется возможность, не снижая долговечности подшипникового узла в целом, заменить два однорядных конических подшипника одним двухрядным с уменьшенной опорной базой (*рис. 11.37*). Такие подшипники имеют одно общее наружное кольцо с двумя коническими беговыми дорожками и два внутренних, стыкующихся по внутренним торцам. При сборке двухрядные подшипники заполняются долговечной смазкой и по торцам закрываются упругими уплотнительными шайбами, в результате чего они не нуждаются в обслуживании при эксплуатации. В показанной на *рис. 11.37* конструкции наружное кольцо двухрядного подшипника запрессовано в отверстие, выполненное в поворотном кулаке, до упора в буртик с наружной стороны. Изнутри кольцо фиксируется в осевом направлении разрезным проволочным стопорным кольцом «к». Внутренние кольца подшипника зажаты

центральной гайкой на хвостовике вала колеса между двумя буртиками, выполненными на вале и фланце.

На *рис. 11.38* показан двухрядный конический роликовый подшипник второго поколения. Наружное кольцо выполняет роль ступицы с фланцем, к которому болтами крепятся тормозной барабан и колесо. При сравнительно небольшом наружном диаметре такой подшипник обладает высокой несущей способностью.

На легковых автомобилях широкое распространение получили шариковые радиально-упорные подшипники ступиц колес. Такие подшипники заполняются долговечной смазкой при их сборке, достаточно просто монтируются в ступицу и не требуют обслуживания и регулировок. Двухрядные радиально-упорные шариковые подшипники первого поколения (*рис. 11.39*) имеют цельное наружное кольцо и, как правило, составное внутреннее, благодаря чему они могут быть заполнены максимально возможным количеством шариков. Шарики разделяются сепараторами, изготовленными из пластмасс. После заполнения смазкой подшипники герметизируются торцевыми упругими уплотнениями. Достаточно большой угол контакта между шариками и беговыми дорожками относительно вертикали, равняющийся 30—35°, позволяет при малой ширине подшипника получить большую опорную базу «S» и воспринимать значительные изгибающие моменты.

Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник второго поколения имеет наружное кольцо, выполненное непосредственно в ступице (*рис. 11.40*). Два внутренних кольца затянуты на

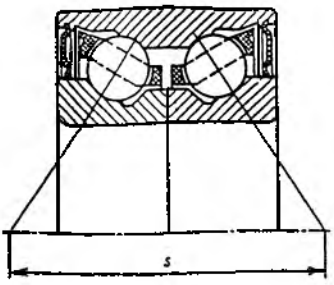


Рис. 11.39. Двухрядный шариковый радиально-упорный подшипник первого поколения.

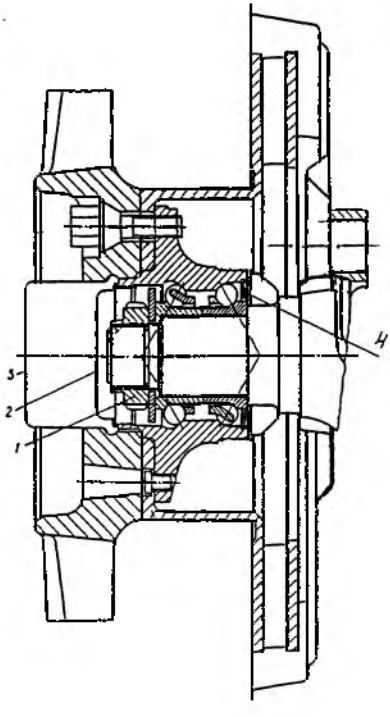


Рис. 11.40. Установка двухрядного шарикового радиально-упорного подшипника второго поколения.

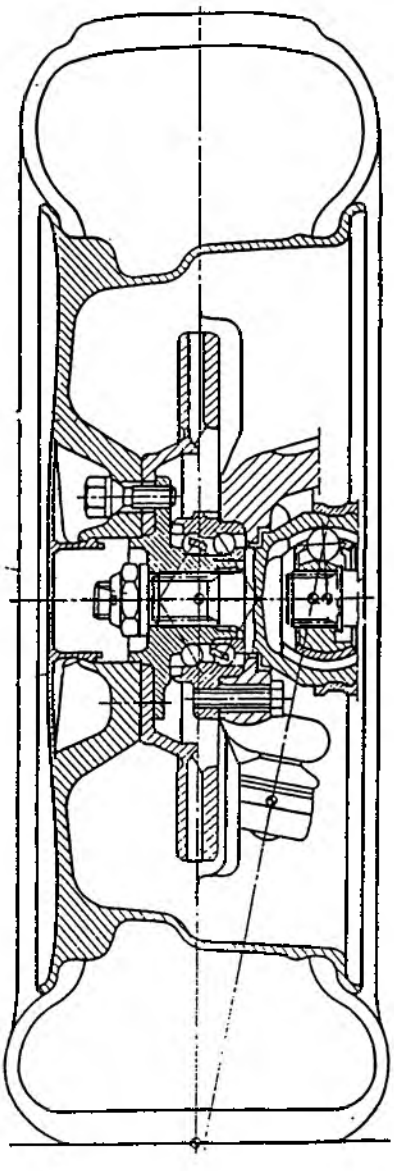


Рис. 11.41. Установка двухрядного шарикового радиально-упорного подшипника третьего поколения.

цапфе центральной гайкой *1*. Уплотнение подшипника изнутри осуществляется встроенной манжетой *4*, а снаружи после введения смазки— колпачком *2*. Подшипники второго и более поздних поколений являются специализированными под конкретную ступицу колеса. Их применение экономически оправдано лишь при больших программах выпуска, что характерно для массовых легковых автомобилей. Эти подшипники позволяют уменьшить габариты и массу ступицы, повысить точность центрирования колеса.

На *рис. 11.41* показан шариковый радиально-упорный подшипник третьего поколения. Внутреннее кольцо изготовлено непосредственно в ступице и выполнено составным для возможности заполнения подшипника шариками. Это кольцо центрирует ступицу и закрепленные на ее фланце диск тормоза и колесо. Наружное кольцо подшипника в рассматриваемом случае болтами крепится к поворотному кулаку.

Подшипник четвертого поколения (*рис. 11.42*) имеет внутреннее кольцо, объединенное с корпусами ступицы и шарнира равных угловых скоростей. Наружное кольцо подшипника имеет фланец с отверстиями для крепления к направляющему устройству подвески.

При зависимой подвеске ведущих колес легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности внутренний конец полуразгруженного вала колеса *3* (*рис. 11.43*) через

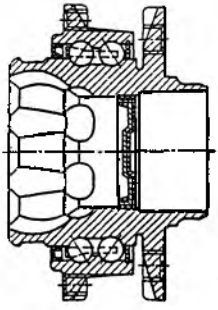


Рис. 11.42. Двухрядный шариковый радиально-упорный подшипник четвертого поколения

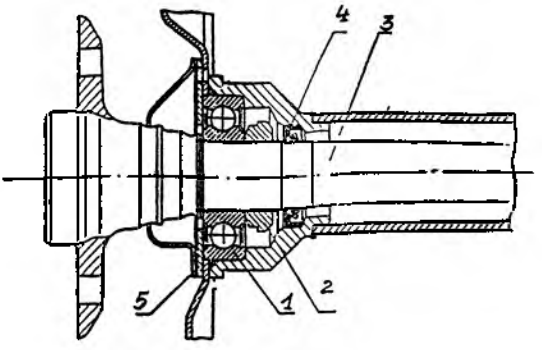


Рис. 11.43. Установка однорядного шарикового подшипника полуразгруженного вала колеса при зависимой подвеске

полуосевые шестерни и подшипники дифференциала опирается на картер главной передачи. С наружной стороны на вал надет однорядный шариковый подшипник *1*, который способен воспринимать боковые силы, действующие на колесо. Подшипник удерживается на валу запорным кольцом *2*, напрессованным в горячем состоянии. В осевом направлении относительно балки моста подшипник закреплен крышкой *5*. Подшипник заполнен консистентной смазкой и герметизирован с обеих сторон манжетами. Для предотвращения вытекания жидкой смазки из ведущего моста в балке установлены уплотнительные манжеты *4*.

Глава 12. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ

12.1 Назначение несущей системы

Несущей системой автомобиля принято называть остов, который соединяет между собой все его части. Это может быть либо отдельная конструкция, рама, на которую устанавливаются кузов и агрегаты автомобиля (двигатель, механизмы трансмиссии, ведущие и управляемые мосты, подвеска и т.п.), или сам кузов. Раму автомобиля с установленными на ней агрегатами часто называют шасси. Под словом «кузов» в автостроении в большинстве случаев понимают вместилище, объем, пространство для размещения основного объекта перевозок. Кузова пассажирских автомобилей – легковых и автобусов – служат для размещения людей и оборудуются сиденьями разных видов, в зависимости от типа автомобиля, и различными системами обеспечения комфорта для водителя и пассажиров. Кузова грузовых автомобилей, в связи с большим разнообразием перевозимых грузов, могут быть весьма разнообразными по форме, конструкции и оборудованию. У легковых автомобилей и автобусов кузов чаще всего служит и несущей системой, и непосредственно на нем, в предусмотренных для этого местах, устанавливаются все агрегаты и узлы машины. Несущая система определяет целостность автомобиля и воспринимает различные виды нагрузок: нагрузки, связанные с воздействием веса узлов и агрегатов, установленных на ней, а также веса пассажиров и груза, и динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге и при изменении режимов движения. В исключительных случаях, например при дорожно-транспортных происшествиях, несущая система воспринимает и нагрузки аварийного характера.

Таким образом, основное назначение несущей системы состоит в объединении в единое целое всех частей автомобиля в процессе его функционирования.

12.2. Требования к несущим системам

Из основного назначения несущей системы – объединение в единое целое всех частей автомобиля – вытекают главные требования к ней – прочность и жесткость. Под прочностью понимают спо-

собность несущей системы воспринимать эксплуатационные нагрузки без поломок системы в целом или ее элементов, а под жесткостью – способность сохранять свою форму без остаточных деформаций и без недопустимых упругих деформаций при воздействии тех же нагрузок.

В части прочностных свойств несущей системы наибольшее значение имеет усталостная прочность, поскольку она определяет срок службы системы, а часто и всего автомобиля, до предусмотренного нормативными документами на автомобиль капитального ремонта или списания. Таким образом, усталостная прочность (долговечность) несущей системы должна быть достаточной для обеспечения межремонтного или полного пробега автомобиля, но не должна быть слишком большой, поскольку это означало бы, что при конструировании в элементы несущей системы заложен излишний запас прочности, излишний материал, что сказалось бы на увеличенной массе, которую пришлось бы перевозить в течение всего срока службы автомобиля.

Статическая прочность несущей системы, ее способность воспринимать единовременные эксплуатационные нагрузки без поломок и остаточных деформаций, безусловно, должна быть достаточной, но в то же время при стандартных динамических воздействиях на автомобиль, имитирующих аварии (например, лобовое столкновение), несущая система должна деформироваться таким образом, чтобы поглотить энергию удара и уменьшить динамические нагрузки до предусмотренных нормативными документами величин. С этой точки зрения деформация несущей системы и связанная с ней деформация кузова должна быть возможно большей, но в то же время внутри кузова должен сохраняться объем («пространство выживания»), достаточный для того, чтобы водитель и пассажиры травмировались в наименьшей степени и имели наибольшие шансы на сохранение жизни.

В части жесткости требования к несущим системам грузовых и легковых автомобилей существенно отличаются.

Жесткость кузова пассажирского автомобиля, легкового или автобуса, должна быть возможно большей, чтобы кузов уверенно противостоял изгибам и перекосам.

К несущей системе грузового автомобиля, роль которой обычно играет рама, предъявляются иные требования. Если изгибная жесткость рамы, т.е. способность противостоять изгибающим нагрузкам в вертикальной и горизонтальной плоскости, должна быть достаточно большой, то крутильная жесткость, т.е. способность противостоять скручивающим нагрузкам при движении, например, по дороге с большими неровностями, напротив, не должна быть излишней. Конечно, имеются конструктивные возможности получить большую крутильную жесткость рамы, но это влечет за собой значительное утяжеление конструкции в целом, поскольку в ее жестких

узлах возникали бы высокие механические напряжения и, соответственно, поломки. Относительно податливая на кручение рама деформируется без появления больших напряжений в ее узлах. К раме грузового автомобиля крепятся агрегаты и узлы, и в ряде случаев деформация рамы могла бы вызвать в корпусах этих агрегатов нежелательные нагрузки. Чтобы избежать этого, предусматривается упругое закрепление агрегатов, и они имеют крепление в трех точках. В этом случае перекосы рамы не могут вызвать соответствующих перекосов агрегатов. Таким образом закрепляется на раме грузового автомобиля, например, кабина или двигатель с коробкой передач.

Выше упоминалось о том, что долговечность несущей системы должна соответствовать долговечности автомобиля в целом. При изготовлении деталей, входящих в несущую систему, чаще всего применяется низкоуглеродистая сталь, которая легко штампуется и сваривается. Но сталь подвержена коррозии. Кузов легкового автомобиля, например, выходит из строя обычно именно из-за коррозионного разрушения. Чтобы повысить долговечность несущей системы, предусматривается покрытие различными защитными составами, которые предохраняют металл от воздействия влаги и солей. В ряде случаев для изготовления основания кузовов легковых автомобилей применяют оцинкованный металл или подвергают цинкованию собранный кузов. Следовательно, одним из требований к несущей системе является ее достаточная стойкость к воздействиям окружающей среды.

Таким образом, требования к несущей системе во многом противоречивы и требуют при ее конструировании высокого уровня инженерного искусства. При разработке конструкции несущей системы и определении ее расчетной долговечности при движении автомобиля по различным дорогам применяются методы моделирования напряжений в элементах конструкции с помощью ЭВМ.

12.3. Классификация несущих систем

Несущие системы автомобилей могут быть классифицированы по различным признакам.

По способу распределения несущих функций автомобили могут быть:

— *рамными* (несущей системой служит отдельная конструкция – рама, на которой монтируется кузов, полностью или частично освобожденный от функций несущей системы); такое конструктивное решение типично для грузовых автомобилей и некоторых автобусов, а также для легковых автомобилей высокой проходимости;

— *с несущими кузовами* (функции несущей системы выполняет кузов); это типично для большинства легковых автомобилей и автобусов.

Несущие кузова легковых автомобилей делятся на:
- каркасные;
- полукаркасные (скелетные);
- оболочковые.

Несущие кузова автобусов могут быть:
- каркасными или скелетными;
- с интегральным основанием.

12.4. Несущие системы грузовых автомобилей

В качестве несущей системы грузового автомобиля чаще всего применяется конструкция, называемая рамой. У показанного на *рис. 12.1* грузового автомобиля рама состоит из двух продольных штампованных балок швеллерного сечения – лонжеронов, связанных между собой несколькими поперечинами. Такая рама получила название лонжеронной. Лонжеронные рамы иногда называют также лестничными. Поперечины, обычно также штампованные, служат не только для соединения между собой лонжеронов и придания всей конструкции необходимой жесткости, но и для крепления различных агрегатов автомобиля. Для изготовления элементов рамы обычно применяется низкоуглеродистая сталь. Соединение лонжеронов и поперечин чаще всего выполняется с помощью заклепок. В необходимых местах к лонжеронам и поперечинам, также заклепками или болтами, крепятся различные кронштейны и другие

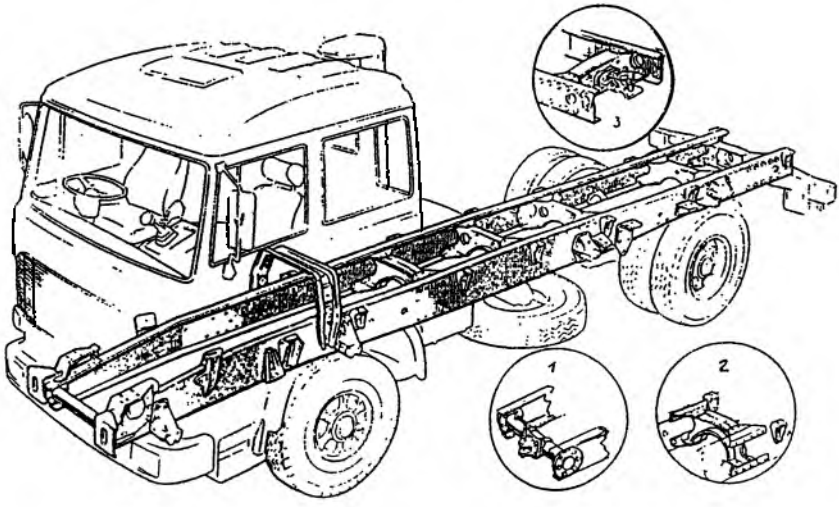


Рис. 12.1. Рама грузового автомобиля
1 — передняя поперечина с буксирным устройством; *2* — средняя поперечина; *3* — задняя поперечина с буксирным устройством

детали для установки агрегатов автомобиля. Сварка при изготовлении рам применяется довольно редко, поскольку лонжеронные рамы грузовых автомобилей относительно податливы на изгиб, и, в особенности, на кручение, и сварные швы в этих условиях являются источником образования трещин. Способность рамы деформироваться при скручивающих нагрузках, как говорилось выше, позволяет избежать излишне высоких напряжений в местах соединений. Кабина грузового автомобиля закрепляется на раме в трех-четырех точках с помощью упругих устройств, и деформации рамы при движении автомобиля по неровной дороге не вызывают соответствующих деформаций кабины.

В редких случаях на грузовых автомобилях применяется так называемая хребтовая рама, представляющая собой стальную трубу довольно большого диаметра, проходящую вдоль всего автомобиля по его продольной оси. В передней части рама раздваивается, образуя два продольных лонжерона, служащих для установки двигателя с коробкой передач. Внутри трубы размещается карданная передача. Ведущие мосты автомобиля в этом случае имеют подрессоренные редукторы, от которых крутящий момент подводится к колесам качающимися полуосями.

Известны случаи изготовления рамы грузового автомобиля с короткой базой – седельного тягача – из листового алюминиевого сплава. Рама имела большую высоту лонжеронов и большое количество поперечин, соединенных с лонжеронами заклепками.

12.5. Несущие системы пассажирских автомобилей

На легковых автомобилях рамы применяются довольно редко, это связано с рядом конструктивных соображений.

При деформациях кузова пассажирского автомобиля из-за недостаточной жесткости появляются скрипы в соединениях кузовных деталей, при перекосах оконных проемов может происходить разрушение стекол. Деформации дверных проемов вызывают дребезжание дверей при движении автомобиля, двери могут заклиниваться или, напротив, самопроизвольно открываться. Отдельные панели кузова при движении вибрируют, вибрации панелей вызывают колебания объема воздуха внутри кузова, что отрицательно сказывается на комфортабельности автомобиля из-за повышения уровня шума. Жесткость рамы легкового автомобиля, если именно она используется в качестве несущей системы, должна быть весьма высокой, чтобы защитить кузов от деформаций при переезде автомобилем дорожных неровностей. Высокая жесткость рамы требует больших размеров сечений ее элементов, что, в свою очередь, увеличивает металлоемкость конструкции, ее массу, и заставляет поднимать пол

кузова, то есть увеличивать высоту всего автомобиля. И то и другое нежелательно.

В то же время наличие рамы позволяет устанавливать на нее кузов с помощью упругих подушек и таким образом обеспечивать дополнительную вибро- и шумоизоляцию пассажирского объема от источников вибрации, которыми являются агрегаты автомобиля и его колеса при их качении по неровной дороге. Рама, как объединяющий все части шасси элемент, во многих случаях облегчает процесс сборки автомобиля. Монтаж агрегатов на раму производится в удобном положении, сборке и необходимым в ряде случаев подгоночным операциям не мешает кузов. Это имеет существенное значение для автомобилей, выпускаемых в небольших количествах, например для автомобилей высшего класса. Применение рамы допускает монтаж на одном шасси кузовов разных типов. Иногда, если речь идет о создании открытых кузовов, рама становится необходимой, поскольку сам кузов не обладает достаточными прочностными и жесткостными свойствами.

В настоящее время рамы используются на легковых автомобилях высокой проходимости и на больших легковых автомобилях, например лимузинах высшего класса, кузова которых из-за большой длины не имеют необходимой жесткости.

Автобусы, в особенности если они созданы на базе шасси грузовых автомобилей, также могут иметь раму.

Взаимодействие рамы и кузова легкового автомобиля и автобуса может быть организовано по-разному: рама может воспринимать все нагрузки и соединяться с кузовом через упругие элементы, чаще всего резиновые подушки; может соединяться жестко болтовыми соединениями; может привариваться. В зависимости от способа соединения и соотношения жесткости рамы и кузова роль каждого из этих элементов в общей силовой схеме может весьма сильно различаться.

Рамы легковых автомобилей разнообразны, некоторые конструкции показаны на *рис. 12.2.*

Пол кузова легкового автомобиля стараются расположить возможно ниже, но в средней его части обычно имеется продольное возвышение, туннель, необходимый для размещения карданной передачи, системы выпуска отработавших газов и других устройств, некоторые возвышения пола устраиваются и по бокам его для придания необходимой жесткости основанию кузова и образования порогов дверей. Эти места можно использовать для размещения продольных элементов рамы. Если основные части рамы располагаются по периферии пола кузова, то такая рама (*рис. 12.2 а*) называется периферийной. Иногда в средней части рамы устраивается короткая труба большого диаметра, сквозь которую проходит карданный вал и от которой к местам приложения наибольших вертикальных нагрузок, то есть к подвескам, направляются жесткие косые балки. Такая рама, представленная на *рис. 12.2 б*, называется

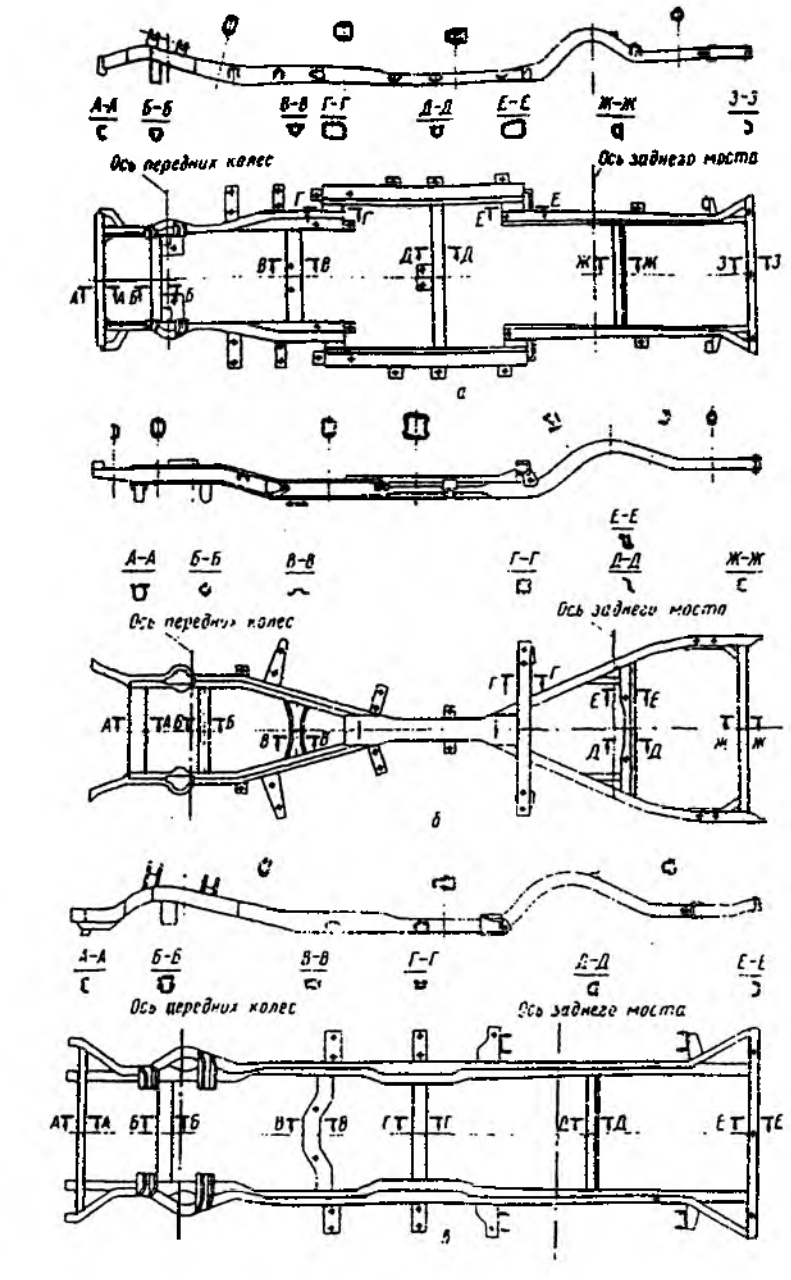


Рис. 12.2. Рамы легковых автомобилей
а - периферийная; *б* - Х-образная; *в* - лонжеронная (лестничная)

Х-образной. Образующую среднюю часть рамы продольную трубу можно сделать длинной, занимающей все место от силового агрегата до редуктора главной передачи, а к ней в нужных местах крепить расходящиеся вбок поперечины. Тогда эта труба становится единственным основным продольным элементом, и раму называют хребтовой. Хребтовые рамы, как указывалось выше, применяются иногда и на грузовых автомобилях. В тех случаях, когда стремление уменьшить высоту пола кузова не имеет существенного значения, используют лонжеронную раму (*рис. 12.2 в*). В некоторых случаях для придания раме особенно высокой жесткости на кручение лонжеронную раму снабжают Х-образной поперечиной в средней части. Все описанные типы рам легковых автомобилей отличаются друг от друга средней частью, концевые же части в районах расположения силового агрегата и багажника могут быть однотипными, аналогичными соответствующим частям лонжеронной рамы.

Для изготовления рам легковых автомобилей и автобусов, так же как и для рам грузовых машин, обычно применяют низкоуглеродистую листовую сталь.

Поскольку рамы легковых автомобилей и автобусов должны иметь высокую жесткость, т.е. малые деформации элементов и мест их соединений, их основные детали имеют замкнутые сечения, а для соединения между собой частей рам используется сварка.

Для снижения общего веса в легковых автомобилях в качестве несущей системы чаще всего используют кузов, при этом наружные облицовочные панели кузова могут нести разную нагрузку, и в зависимости от этого несущие кузова легковых автомобилей делят на каркасные (каркасно-панельные), скелетные и оболочковые.

В каркасном кузове (*рис. 12.3*) все нагрузки воспринимаются жесткой пространственной системой из стержней открытого или

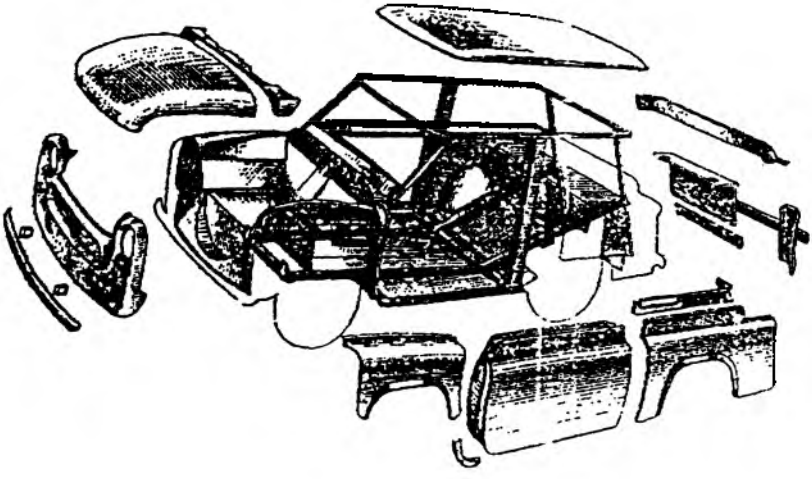


Рис. 12.3. Схема конструкции каркасного кузова

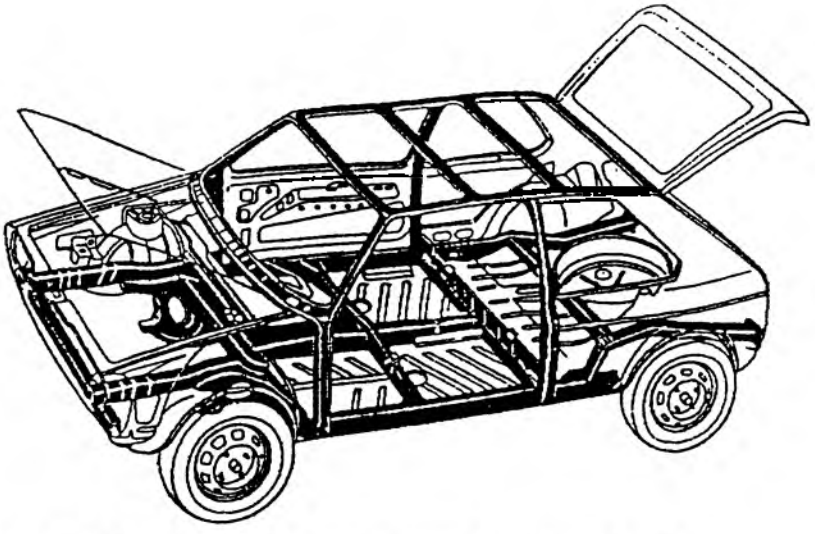


Рис. 12.4. Схема конструкции полукаркасного (скелетного) кузова

закрытого сечения, соединенных между собой сваркой. Стержни выполняются или из штампованных элементов, сделанных из листовой стали, или из тонкостенных труб круглого или прямоугольного сечения. Выбор того или иного решения обусловливается масштабами производства. Облицовочные панели устанавливаются на каркас с помощью резьбовых деталей и могут изготавливаться из алюминия или пластмасс.

Полукаркасная (скелетная) система (*рис. 12.4*) образуется при жестком соединении наружных панелей и каркаса, выполненного из штампованных профилей. Материал деталей кузова в этом случае должен быть одинаковым, обычно это листовая сталь. Соединения выполняются чаще всего точечной сваркой. При этой силовой схеме каркас воспринимает нагрузки совместно с наружными панелями.

Если наружные панели кузова играют основную роль в восприятии нагрузок, а каркас лишь обеспечивает необходимую жесткость самих панелей и их взаимную связь, то образуется оболочковая несущая система. Пример такой конструкции представлен на *рис. 12.5.*

Следует отметить, что провести четкую грань между полукаркасной и оболочковой несущими системами практически невозможно.

Рисунки *12.6* и *12.7* поясняют конструкцию кузова легкового автомобиля как несущей системы. Корпус кузова, показанного на *рис. 12.6*, представляет собой пространственную систему, состоящую из штампованных панелей и элементов каркаса коробчатого сечения, соединенных между собой точечной сваркой. Панели *5* и *7* с по-

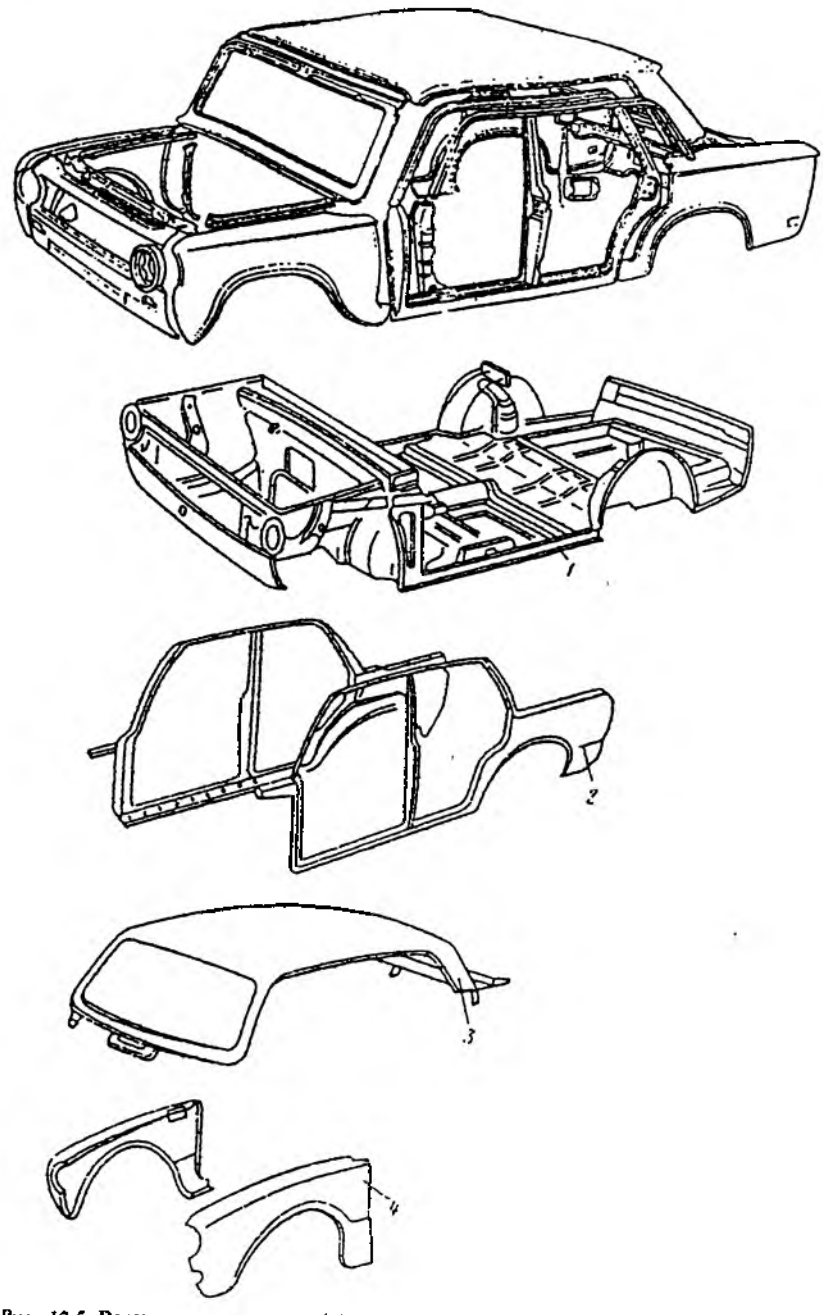


Рис. 12.5. Вариант конструкции (*а*) и крупные сборочные единицы (*б*) несущего кузова легкового автомобиля
1 — основание; *2* — боковины; *3* — крыша; *4* — передние крылья

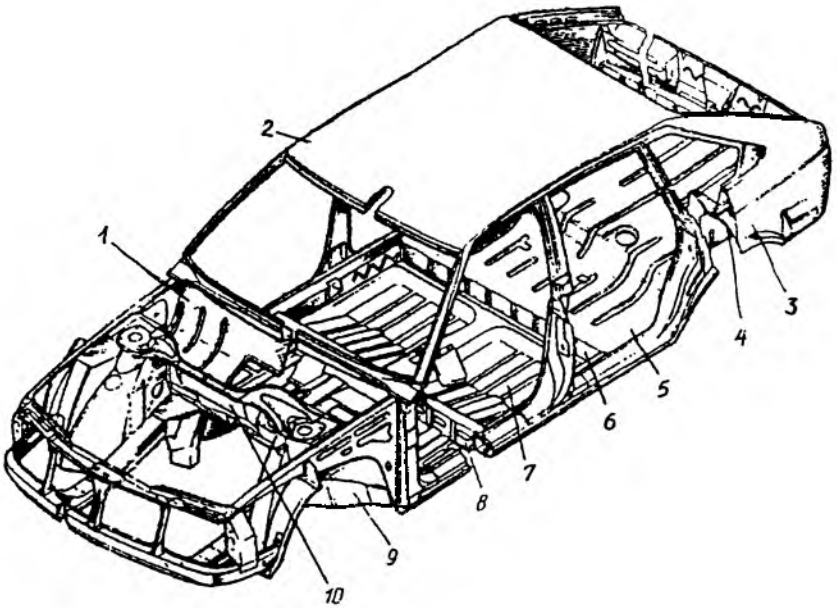


Рис. 12.6. Вариант конструкции корпуса несущего кузова легкового автомобиля

перечинами *6* и *8* образуют основание (пол), ограниченное с боков порогами (продольными обвязочными брусьями). Боковины кузова, образующие части порогов и стоек, переходят в задние крылья *3*. Сверху кузов ограничивается панелью *2* крыши.

В создании общей силовой схемы участвуют также брызговики *4* и *9*, поперечные перегородки *1* и *10* и различные усилители и соединительные детали. Коробчатые стержни, ограничивающие с боков переднее (ветровое) окно, называются стойками ветрового окна, вертикальные коробчатые стержни между передними и задними дверями – центральными стойками.

Элемент, ограничивающий сверху проем ветрового окна, называют лобовым брусом, а располагающиеся по бокам панели *2* продольные усиливающие элементы – верхними продольными обвязочными брусьями. Поперечная перегородка, образованная панелями *1* и *10*, часто называется моторным щитом. Передние крылья в данной конструкции закрепляются с помощью резьбовых деталей или точечной сваркой. Все детали кузова изготовлены штамповкой из малоуглеродистой тонколистовой стали (толщиной 0,7...0,9 мм), сильно нагруженные детали – из листа толщиной 1,2 мм. Некоторые детали, особенно подверженные коррозии, изготовлены из листа, имеющего покрытие на основе цинка.

Боковые двери, капот и дверь задка, которые не выполняют функции элементов несущей системы, крепятся к корпусу кузова

подвижно, на петлях, и в закрытом положении фиксируются замками. На *рис. 12.7* показаны основные сечения элементов кузова и расположение уплотнителей, герметизирующих кузов при закрытых дверях. Следует иметь в виду, что на чертежах (и на *рис. 12.7*) уплотнители условно изображаются недеформированными.

Несущие кузова автобусов по характеру конструктивных элементов подобны кузовам легковых автомобилей, но имеют существенные

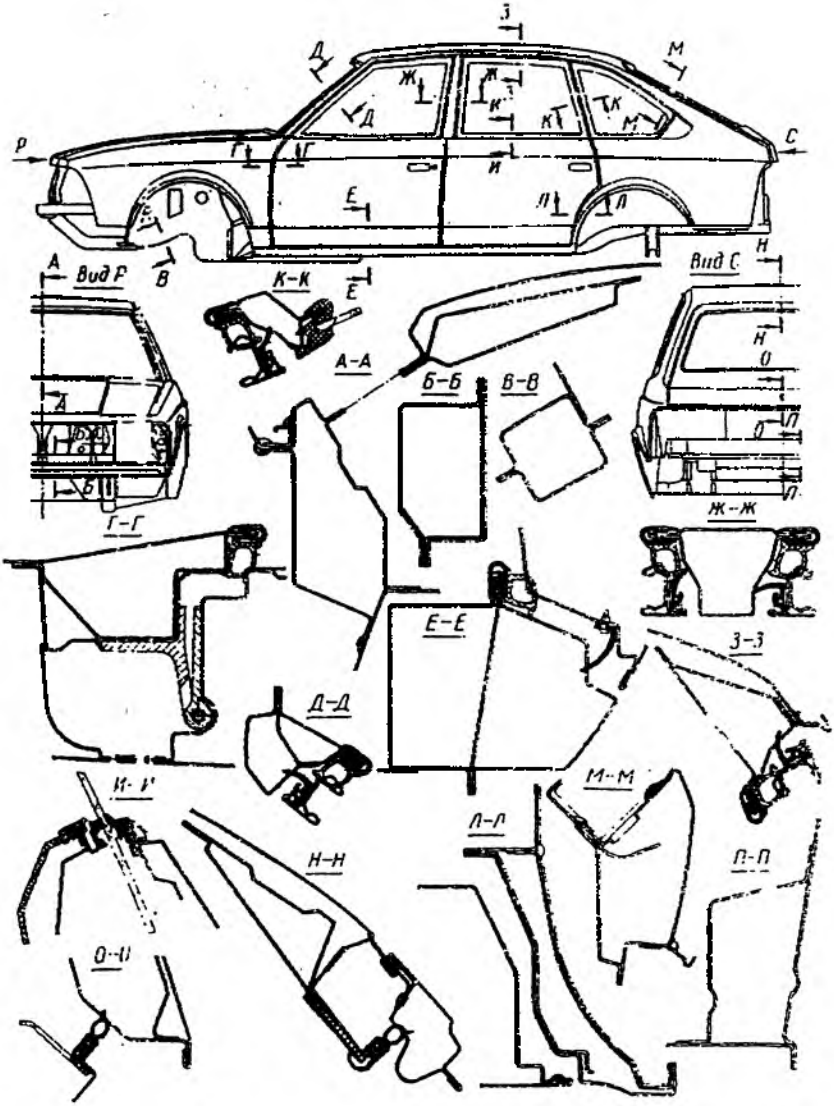


Рис. 12.7. Силовые элементы корпуса кузова (разрезы)

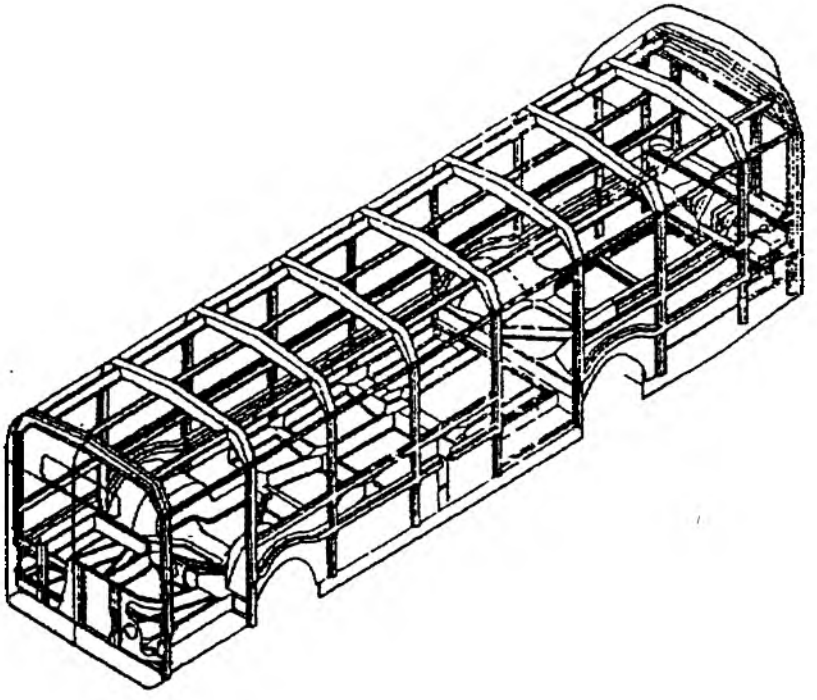


Рис. 12.8. Схема каркаса несущего кузова автобуса

отличия. В автобусных кузовах чаще, чем в кузовах легковых автомобилей, используется алюминий в виде листов и различных профилей. Соединение элементов кузова между собой часто осуществляется заклепками. Каркас кузова автобуса состоит в основном из продольных и поперечных элементов, к которым заклепками или точечной сваркой (при стальных деталях) прикрепляются наружные панели, часто представляющие собой плоские листы металла. Поперечные элементы каркаса, образующие жесткую рамку, называются шпангоутами, как это принято в судостроении и авиации, соответственно продольные элементы каркаса называются стрингерами.

Несущая система автобуса, каркас кузова которого состоит из жестких шпангоутов и соединяющих их стрингеров, образует пространственную ферму, имеющую высокие показатели жесткости. Схема такого кузова, который может быть назван каркасным, представлена на *рис. 12.8.*

Из-за наличия пассажирских дверей силовая схема автобусного кузова обычно несимметрична, и для придания всей структуре необходимой жесткости дверные проемы усиливаются по периметру дополнительными деталями.

Часто основание автобусного кузова выполняется в виде самостоятельно работающей системы, на которой устанавливается соб-

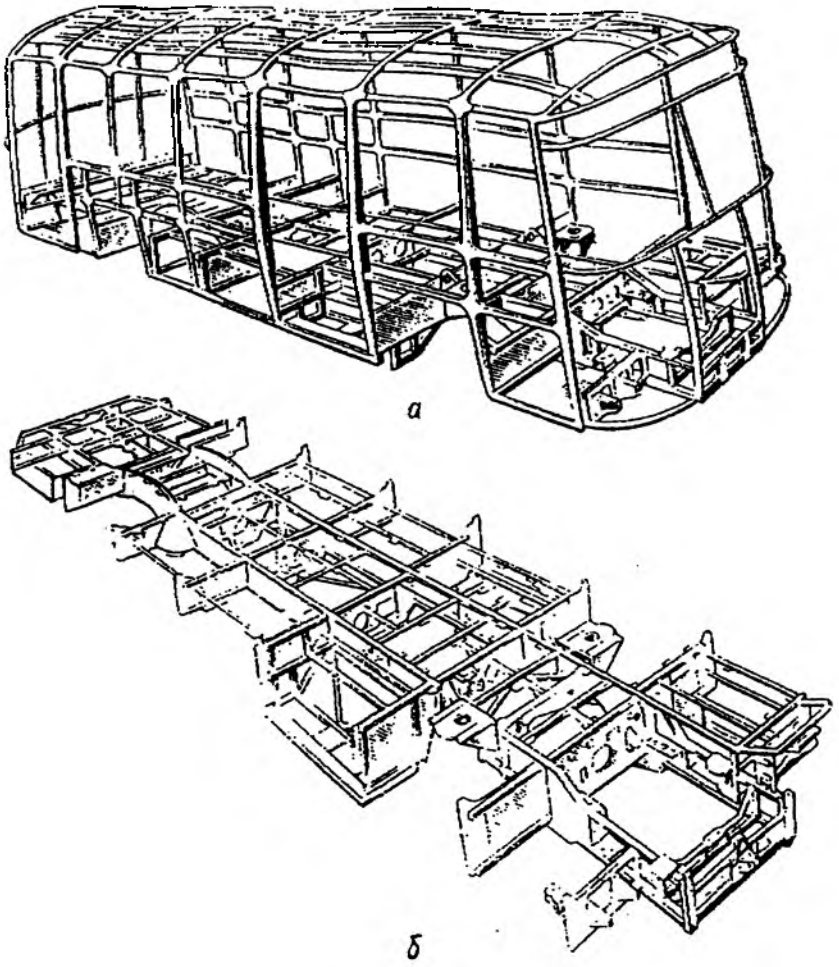


Рис. 12.9. Каркас несущего кузова автобуса
а — каркас кузова в сборе; б - основание кузова

ственно каркас кузова, который в этом случае воспринимает относительно небольшую нагрузку. Такое основание называется несущим или интегральным. На *рис. 12.9 а* показан каркас кузова автобуса с интегральным основанием, а на *рис. 12.9 б* – основание этого кузова. Интегральное основание позволяет вносить изменения в конструкцию кузова и выпускать одновременно автобусы с различными кузовами. Пространство между отдельными элементами интегрального основания используется для размещения топливных баков, ресиверов пневмосистемы, аккумуляторных батарей и других устройств, а на междугородных и туристских автобусах – для размещения багажа.

Глава 13. РУЛЕВЫЕ УПРАВЛЕНИЯ

13.1. Назначение рулевого управления и способы поворота колесных машин

Рулевое управление автомобиля предназначено для выполнения двух взаимосвязанных функций. Первая из них заключается в изменении направления движения в соответствии с управляющим воздействием водителя. Вторая – в поддержании заданного направления движения, несмотря на наличие внешних возмущений (поперечный уклон дороги, боковой ветер, неравномерность касательных реакций в контактах колес с дорогой и т. д.), стремящихся отклонить автомобиль от выбранного водителем направления движения. Для оценки выполнения этих функций используются соответственно два понятия – управляемость и устойчивость.

Колесные транспортные средства могут поворачивать несколькими способами. На *рис.13.1 а* показан способ изменения направления движения за счет поворота колес вокруг общего, расположенного посередине колеи шкворня *1*. Преимущества такого способа состоят в простоте конструкции, возможности поворота колес на большой угол, вплоть до 90°, а также в том, что колеса управляемого моста могут иметь двойную ошиновку, то есть нести увеличенную нагрузку. К недостаткам этого способа поворота следует отнести:

— большое плечо (h) касательных реакций, действующих на колеса со стороны дороги, $R_{x\,лев}$ и $R_{x\,прав}$, что при различии их величин, часто возникающем в процессе движения автомобиля, требует приложения для поворота большого усилия;
— большой момент инерции деталей, вращающихся вокруг шкворня, что требует больших усилий при выполнении резких маневров. Вследствие наличия упругой податливости рулевого привода это может приводить также к недопустимым колебаниям колес вокруг шкворня;
— слишком большой объем, занимаемый поворачивающимся мостом и колесами, затрудняющий компоновку автомобильного транспортного средства.

В силу указанных свойств такой способ поворота применяется лишь на прицепах, где рулевой привод (дышло) имеет высокую жесткость, а поворот моста осуществляется за счет силового воз-

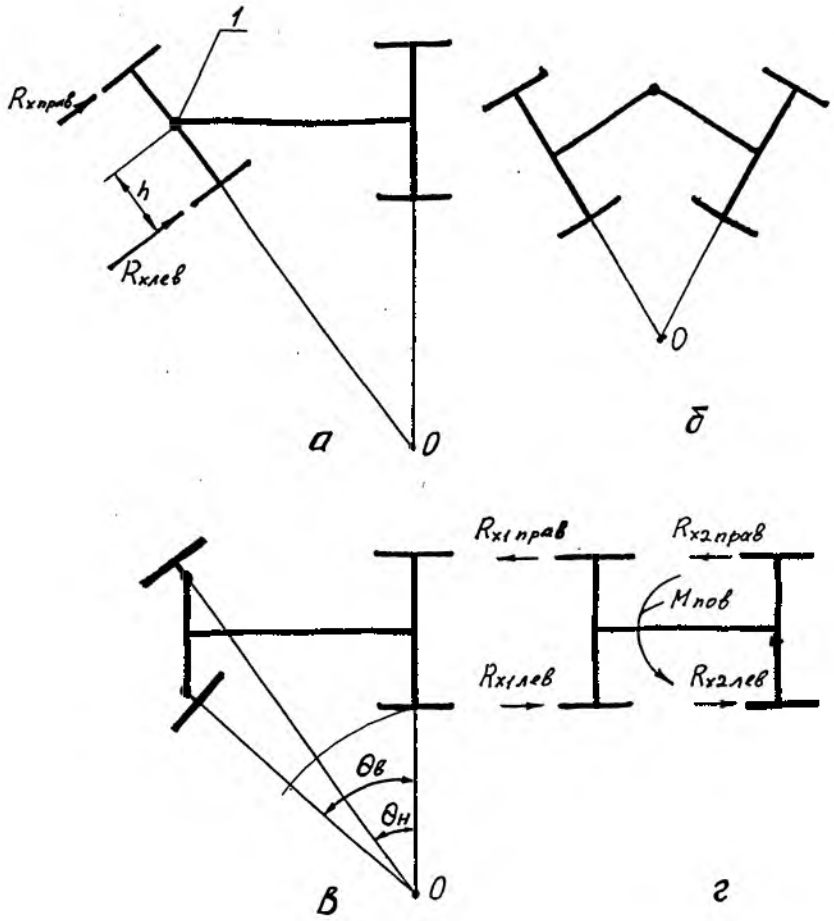


Рис. 13.1. Способы поворота колесных машин

действия тягача. При этом шкворень обычно дополняется поворотным кругом.

Если шкворень вынести из вертикальной плоскости, проходящей через ось управляемого моста, и расположить между мостами, соединив им две половины рамы автомобиля, то получится другой способ поворота, показанный на *рис. 13.1 б*. Как и предыдущий, он позволяет устанавливать на передний мост автомобиля колеса с двойной ошиновкой или снабжать их специальными широкими шинами, обеспечивающими высокую проходимость автомобиля. Помимо этого он обеспечивает высокую маневренность, но не создает трудностей при компоновке двигателя и кабины. Кроме того, данный способ поворота имеет еще одно преимущество, важное для авто-

мобилей высокой проходимости. При посадке автомобиля днищем на грунт и работе рулевого управления две шарнирно-сочлененные секции автомобиля начинают скользить по грунту вбок. Такое скольжение в некоторых случаях позволяет повысить проходимость по сравнению с автомобилями других типов.

Недостатками шарнирно-сочлененных машин являются:

— некоторая громоздкость рулевого управления, включающего в себя гидроцилиндры, имеющие значительные размеры;

— трудность создания стабилизирующего момента, необходимого для устойчивого движения автомобиля с высокими скоростями.

Основная область распространения сочлененных машин — тихоходные транспортные средства. Однако известны успешные попытки использования этого принципа поворота на быстроходных, больших, многоосных грузовых автомобилях специального назначения.

Развитием первого способа поворота является способ, показанный на *рис. 13.1 в*. Вместо одного шкворня в этом случае используются два, и располагают их вблизи колес. Такое техническое решение радикальным образом уменьшает все три указанных недостатка рулевого управления с поворотом колес вокруг единого шкворня, и, несмотря на усложненность конструкции, ограничение предельного угла поворота управляемых колес (практически не более 45°) делает этот способ доминирующим.

Рулевое управление такого типа не только повсеместно применяется на автомобилях, но иногда используется на прицепах, когда необходимо понизить уровень их пола.

Выполненное по последней схеме рулевое управление автомобиля показано на *рис. 13.2* и включает в себя последовательно связанные рулевое колесо, рулевой вал, рулевой механизм и рулевой привод.

Возможен и четвертый, показанный на *рис. 13.1 г*, способ поворота – за счет различных по знаку продольных касательных реакций на правых и левых колесах автомобиля. Этот способ является типичным для гусеничных машин. Применение такого способа поворота на колесных машинах сопровождается сильным скольжением колес в продольном и боковом направлениях. Это вызывает повышение затрат энергии при движении автомобиля на дорогах с хорошим сцеплением и неустойчивость его движения на скользких дорогах, поэтому для колесных машин такой способ поворота почти не применяется. Исключение составляют лишь малые плавающие вездеходы, предназначенные в основном для отдыха. Будучи полноприводными, они движутся преимущественно по бездорожью, и для них важна простота и дешевизна конструкции, что и обеспечивается такой схемой поворота.

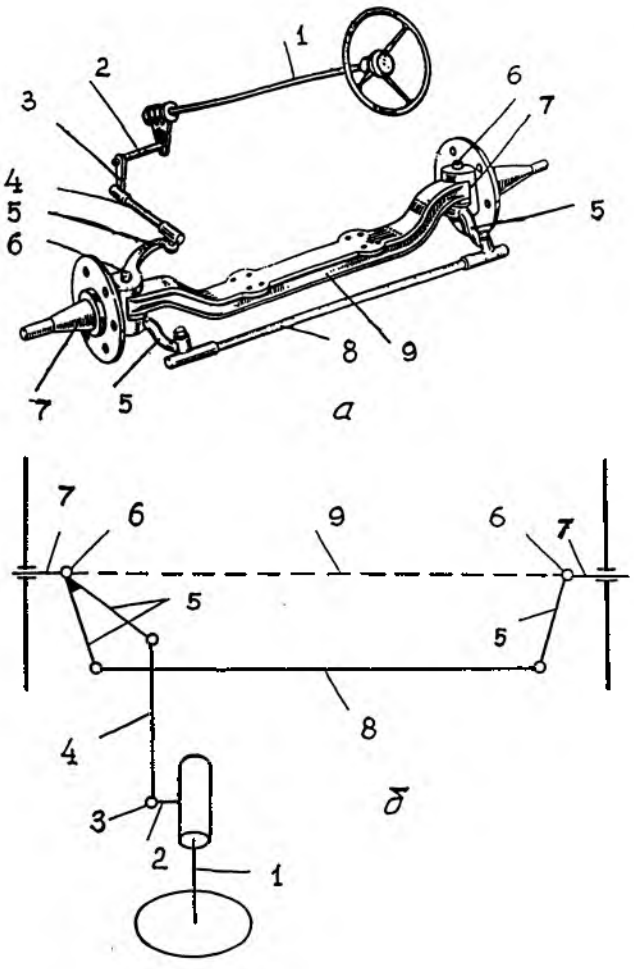


Рис. 13.2. Вариант конструкции рулевого управления (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

13.2. Требования к рулевым управлениям

Предъявляемые к автомобилю требования в части управляемости, устойчивости, маневренности и легкости управления могут быть реализованы, если рулевым управлением обеспечивается:

- *требуемое передаточное число*;
- *высокая жесткость деталей*;
- *согласованность кинематик рулевого привода и направляющего устройства подвески*;

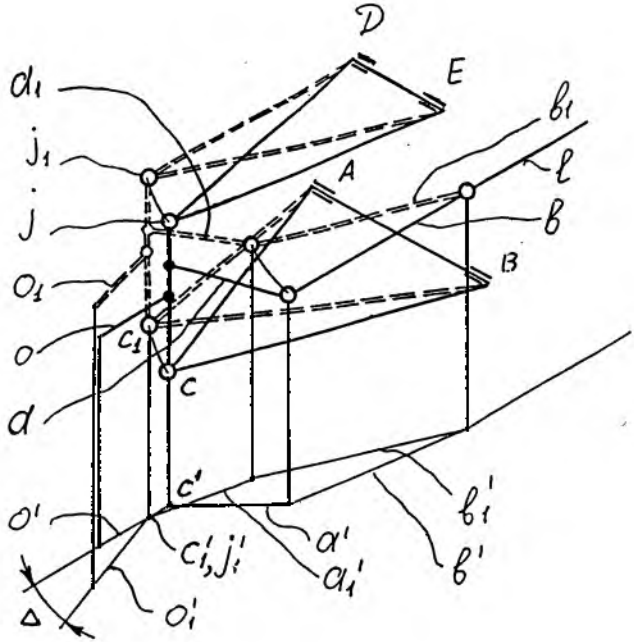


Рис. 13.3. К оценке согласованности кинематик подвески и рулевого управления

- *минимальные зазоры в сочленениях деталей;*
- *правильное соотношение углов поворота внутреннего и наружного колес;*
- *оптимальная величина стабилизирующего момента;*
- *небольшая величина крутящего момента, который необходимо прикладывать к рулевому колесу.*

Для объяснения требования согласованности кинематик подвески и рулевого привода необходимо рассмотреть *рис. 13.3.* При перемещении рычагов подвески *ABC* и *DEJ* в положение ABC_1 и DEJ_1 рычаг рулевого привода «*a*» переместится в положение «a_1». Боковая тяга «*в*» займет положение «$в_1$», причем ее правый конец при неподвижном рулевом колесе останется на прежнем месте. Из рисунка (см. горизонтальные проекции деталей) видно, что перемещения рычага «а» обусловлены как перемещением рычагов подвески, так и перемещением боковой тяги «*в*». В показанном случае из-за несогласованности кинематик подвески и рулевого управления вертикальное перемещение подвески привело к повороту оси управляемого колеса на угол Δ при неподвижном рулевом колесе (неподвижной тяге «*l*»), то есть к самопроизвольному, без участия водителя, повороту управляемого колеса.

Самопроизвольные повороты управляемых колес возможны и вследствие упругих деформаций деталей направляющего устройства подвески и рулевого привода при изменении величин сил и моментов, действующих на колеса со стороны дороги, что объясняет необходимость высокой жесткости этих деталей.

Отрицательное влияние зазоров на устойчивость движения очевидно. Также очевидно и то, что они наиболее опасны при больших скоростях движения, то есть при положении рулевого колеса близком к среднему.

Из *рис. 13.1 в* следует, что внутреннее и наружное управляемые колеса должны поворачиваться на различные углы, причем чем круче поворот, тем больше различие углов поворота. Различный поворот колес достигается при помощи специальной геометрии механизма, состоящего из тяг и рычагов, связывающих управляемые колеса.

Требование оптимальной величины стабилизирующего момента управляемых колес связано с двумя обстоятельствами:

— первое состоит в том, что в пределах, обусловленных зазорами и упругой податливостью рулевого управления, управляемые колеса могут совершать самопроизвольные повороты и колебания вокруг шкворней. Для уменьшения амплитуды таких колебаний необходимо, чтобы при отклонении колес автоматически возникал бы стабилизирующий момент, стремящийся вернуть колеса в положение, соответствующее прямолинейному движению автомобиля. Причем желательно прогрессивное увеличение стабилизирующего момента по мере увеличения угла поворота колес;

— второе обстоятельство заключается в том, что, управляя автомобилем, водитель воспринимает информацию о движении не только при помощи зрения. Очень большую роль в этом процессе играют линейные (в особенности боковые) и угловые ускорения, действующие на водителя; сила, приложенная к его телу со стороны сиденья, и реактивный момент, передаваемый на руки водителя рулевым колесом. Этот момент пропорционален стабилизирующему моменту и в определенной степени позволяет водителю судить о положении управляемых колес, наблюдать которые он не в состоянии.

Величина стабилизирующего момента не должна быть чрезмерной, так как он увеличивает крутящий момент, необходимый для управления автомобилем.

Для движения в стесненных дорожных условиях (в первую очередь при разворотах) автомобиль должен иметь хорошую маневренность. Маневренность характеризуется минимальным радиусом поворота автомобиля. Препятствия, ограничивающие место для движения автомобиля, могут быть низкими и располагаются близко к поверхности дороги, например бордюрные камни, или быть вы-

сокими, например столбы, заборы, сооружения. В первом случае для определения маневренности необходимо знать радиусы окружностей наружного края следа наружного колеса и внутреннего края следа внутреннего колеса. Во втором случае маневренность будет определяться радиусами траекторий наружной (обычно край переднего бампера) и внутренней (обычно принадлежащей кузову) точек автомобиля.

Для автомобилей, часто движущихся в стесненных условиях (например, грузовые автомобили на погрузочных площадках), помимо малого радиуса поворота важна еще и быстрота выполнения маневров, которую можно оценить скоростью поворота водителем рулевого колеса из одного крайнего положения в другое крайнее положение. Время, необходимое для такого перекладывания рулевого колеса, определяется усилием, необходимым для его вращения, и величиной угла, на который его требуется повернуть.

Высокая маневренность достигается большими углами поворота управляемых колес и короткой базой автомобиля. Однако колеса, поворачивающиеся на большие углы, занимают много места по ширине и вызывают компоновочные сложности, а короткая база часто неудобна по другим соображениям, поэтому особенно высокой маневренностью обладают только те транспортные средства, которым это действительно необходимо — городские автобусы, внутризаводской транспорт и т.п.

Другим важным фактором, характеризующим рулевое управление, является закон изменения его передаточного отношения $U_{р.у} = \frac{\Theta_{р.к}}{\Theta_{ср.упр.кол}}$ при повороте рулевого колеса, где $U_{р.у}$ — передаточное отношение рулевого управления; $\Theta_{р.к}$ — угол поворота рулевого колеса; $\Theta_{ср.упр\ кол}$ — средний угол поворота правого и левого управляемых колес.

На *рис. 13.4* показано несколько вариантов таких законов. При законе изменения $U_{р.у}$, описываемом кривой *1*, минимальное значение $U_{р.у}$ имеет место при среднем положении рулевого колеса и возрастает по мере его поворота. Крутящий момент, который необходимо прикладывать к рулевому колесу, при прямолинейном движении автомобиля, в этом случае велик. Но возрастание стабилизирующего момента, увеличивающегося по мере поворота управляемых колес, будет в данном случае частично компенсироваться увеличением передаточного отношения рулевого управления.

Закон изменения $U_{р.у}$, описываемый кривой *2*, противоположен. Он более приемлем для скоростных машин, которым важно иметь большое передаточное отношение при движении с высокими скоростями. Это необходимо для того, чтобы автомобиль меньше реагировал на мелкие, ошибочные повороты рулевого колеса, и для того, чтобы водителю было легче противостоять возрастающему при высокой скорости движения стабилизирующему моменту.

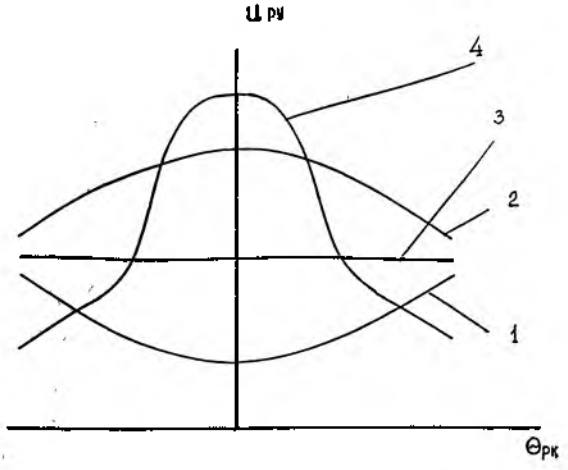


Рис. 13.4. Законы изменения передаточного отношения рулевого управления

В настоящее время в связи с широким распространением усилителей рулевого управления закон изменения $U_{р.у}$, иллюстрируемый кривой *1*, потерял смысл и заменен более универсальным законом *3*, а закон *2* может иметь вариант в виде *4*. Необходимо отметить, что основным элементом, определяющим закон изменения $U_{р.у}$, является рулевой механизм. Но определенную поправку в отношение $\frac{\Theta_{р.к}}{\Theta_{ср.упр.кол}}$ вносит и рулевой привод, так как соотношение углов поворота его рычагов при повороте рулевого колеса не остается постоянным.

Следует иметь в виду, что передаточное отношение, определенное через отношение перемещений входного и выходного звеньев какого-либо механизма, является кинематическим и не может точно определить отношение сил или крутящих моментов, прикладываемых к выходному и входному звеньям механизма. Это происходит из-за наличия потерь на трение в механизмах. Поэтому, наряду с понятием кинематического передаточного отношения — $U_{кин}$, применяют понятие силового передаточного отношения – $U_{сил}$. Соотношение между ними в общем случае таково: $U_{сил} = U_{кин} \cdot \eta$, где η — КПД механизма.

Применительно к рулевому управлению автомобиля указанная формула имеет вид:

$$U_{сил.р.у} = U_{кин.р.у} \cdot U_{кин.р.п} \cdot \eta_м \cdot \eta_п,$$

где — $U_{кин.р.у}$, $U_{кин.р.п}$, $\eta_{р.м}$, $\eta_{р.п}$ — кинематические передаточные отношения и коэффициенты полезного действия соответственно рулевого механизма и рулевого привода.

Чем выше КПД рулевого управления, тем меньшую силу должен прикладывать водитель для поворота автомобиля. Но со стороны дороги на колеса часто, а в некоторых условиях движения постоянно, действуют разного рода толчки и удары, вызывающие дергание руля в руках водителя, что сильно утомляет его. Отдельные сильные и неожиданные для водителя рывки могут вообще вырвать руль из его рук. Очевидно, чем ниже КПД рулевого управления, тем меньше толчки, действующие на руки водителя. Поэтому конструкторы стараются так спроектировать рулевое управление, чтобы прямой КПД — $\eta_{прям}$ (при передаче вращения от рулевого колеса) был бы по возможности высок, а обратный КПД — $\eta_{обр}$ (при передаче вращения от управляемых колес к рулевому колесу) — низок. Но делать обратный КПД чрезмерно низким нельзя, так как рулевое управление может стать необратимым, то есть при любом сколь угодно большом моменте, приложенном со стороны дороги к управляемым колесам, и нулевом значении момента на руле обратного вращения не будет. Вследствие такой блокировки стабилизирующего момента управляемые колеса лишатся возможности самостоятельно устанавливаться в среднем положении. Другое отрицательное последствие необратимости рулевого управления заключается в том, что водитель теряет так называемое чувство дороги, заключающееся в том, что крутящий момент, который он должен прикладывать к рулю, увеличивается по мере возрастания угла поворота колес и по мере увеличения скорости движения автомобиля.

13.3. Классификация рулевых управлений

Рулевые управления различаются по нескольким основным признакам. Бывают автомобили с левым и правым рулевыми управлениями, предназначенные соответственно для правостороннего и левостороннего дорожного движения. Применяется различное расположение управляемых колес. Варианты их расположения показаны на *рис. 13.5.*

Варианты 1а и 1б равноценны по величине радиуса поворота, но вариант 1б имеет более сложный рулевой привод, а движение автомобиля с задними управляемыми колесами менее устойчиво и

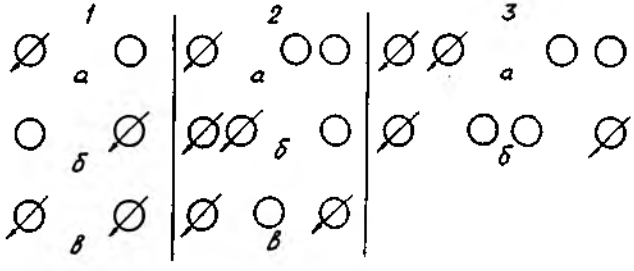


Рис. 13.5. Варианты конструктивных схем расположения управляемых колес

отличается повышенной амплитудой рыскания и неустойчивостью на переходных режимах (начало и конец поворота). Увеличение рыскания объясняется двумя причинами. Во-первых, более длинный и сложный рулевой привод имеет, как правило, меньшую жесткость и больше зазоров. Во-вторых, при отклонении от прямолинейного направления движения тело водителя, располагающегося обычно внутри базы автомобиля, испытывает тем меньшие боковые ускорения, чем ближе водитель расположен к неуправляемым колесам. Поэтому, в случае расположения управляемых колес сзади получая, информацию о начавшемся отклонении автомобиля от заданной траектории, водитель может запаздывать с ответным воздействием на рулевое колесо. Неустойчивость заднеуправляемого автомобиля на переходных режимах обусловлена особенностями создания стабилизирующего момента на задних управляемых колесах. К недостаткам заднеуправляемых автомобилей следует отнести также их неспособность отъезжать передним ходом с крутым поворотом от боковых препятствий (тротуаров, стенок и т.п.).

Но у варианта 1б есть некоторое преимущество в маневренности. Оно заключается в том, что въезд в узкие места с одновременным поворотом автомобиля легче осуществляется при задних управляемых колесах. Иллюстрацией сказанного служит факт выполнения некоторых маневров на обычных автомобилях задним ходом, например парковка у тротуара в стесненных условиях. Этим объясняется, что задние управляемые колеса применяются в основном на тихоходных транспортных средствах, которым требуется повышенная маневренность (автопогрузчики, внутризаводской транспорт и т.п.).

Вариант 1в со всеми управляемыми колесами, при повороте задних колес в противоположном направлении, позволяет существенно уменьшить радиус поворота, но применяется крайне редко ввиду повышенной сложности рулевого привода и неустойчивости движения автомобиля, особенно короткобазного, с высокими скоростями вследствие его высокой чувствительности к малым поворотам рулевого колеса.

Представленные на *рис. 13.5* варианты 2а и 3а являются аналогами варианта 1а для двухосных автомобилей с той разницей, что неуправляемые задние колеса трех- и четырехосных автомобилей на поворотах имеют повышенное боковое скольжение.

Автомобили, выполненные по схеме *2б*, имеют по сравнению с автомобилями, сделанными по схеме *2а*, более сложный рулевой привод. Такие конструкции на дорожных автомобилях применяются лишь тогда, когда вертикальная реакция одиночного переднего моста существенно превышает допустимую законодательством норму и приходится использовать впереди два моста. Однако специальные автомобили, предназначенные для бездорожья, в частности для преодоления широких рвов, и имеющие поэтому средний мост, расположенный вблизи вертикали, проходящей через центр масс автомобиля, почти всегда выполняются по этой схеме.

Исключение составляют некоторые отечественные специальные автомобили, у которых управляются передние и задние колеса (*схема* 2в), что радикально улучшает маневренность при удовлетворительной устойчивости движения. Схема 3б эквивалентна схеме 2в (при сближенных средних мостах), но более эффективна, так как четырехосные автомобили обычно имеют большую длину и повышение маневренности для них имеет большее значение.

В последние годы появились легковые автомобили, выполненные по схеме 1в, рулевое управление которых обладает специфическими возможностями. При маневрировании, то есть при малых скоростях движения автомобиля и больших углах поворота рулевого колеса, задние колеса, как на обычном полноуправляемом автомобиле, поворачиваются в противоположную по отношению к передним сторону. Но при движении автомобиля с большой скоростью и малыми углами поворота рулевого колеса задние колеса поворачиваются в ту же сторону, что и передние, правда на существенно меньший угол. Этим достигается заметное улучшение поперечного маневрирования (быстрота смены полосы движения) в потоке автомобилей.

Кроме указанных выше признаков классификации, рулевые управления различаются конструкцией рулевых механизмов, а также наличием и типом усилителя рулевого привода.

13.4. Рулевые механизмы

Рулевые механизмы, являясь, по существу, разновидностью широко распространенных в машиностроении редукторов, вместе с тем заметно отличаются от них. Отличия объясняются особенностями работы рулевых механизмов, а именно:

— выходное звено рулевого механизма — сошка не вращается, а совершает качание в пределах угла 90—100°;

— основная работа механизма и основные износы происходят около среднего положения звеньев (положения, соответствующего прямолинейному движению автомобиля);

— зазор в механизме, оцениваемый по величине свободного вращения (люфта) рулевого колеса, должен быть достаточно мал, по крайней мере, вблизи среднего положения механизма.

Выполнение последнего требования возможно либо за счет высокой точности изготовления и низких износов в эксплуатации, либо за счет применения регулировок. Первый путь увеличивает размеры, массу и стоимость механизмов и поэтому используется редко, второй же является общепринятым.

Отмеченные выше требования к рулевому управлению, касающиеся необходимого передаточного числа и различной величины трения при прямой и обратной передаче усилия, реализуются в первую очередь рулевыми механизмами. По конструкции рулевые механизмы делятся на червячные, винтовые и реечные.

13.4.1. Червячные механизмы

Червячные пары всегда привлекали внимание конструкторов тем, что позволяли получить большое передаточное число при небольших размерах механизма. Развитие конструкции шло от рулевого механизма, аналогичного червячному редуктору (*рис. 13.6 а*) общего назначения, содержащего цилиндрический червяк и червячное колесо, к паре «червяк–торцевой сектор» (*рис. 13.6 б*) и далее к механизму, имеющему пару «червяк–боковой сектор» (*рис. 13.6 в*). Последний механизм имеет большую поверхность контакта зубьев и,

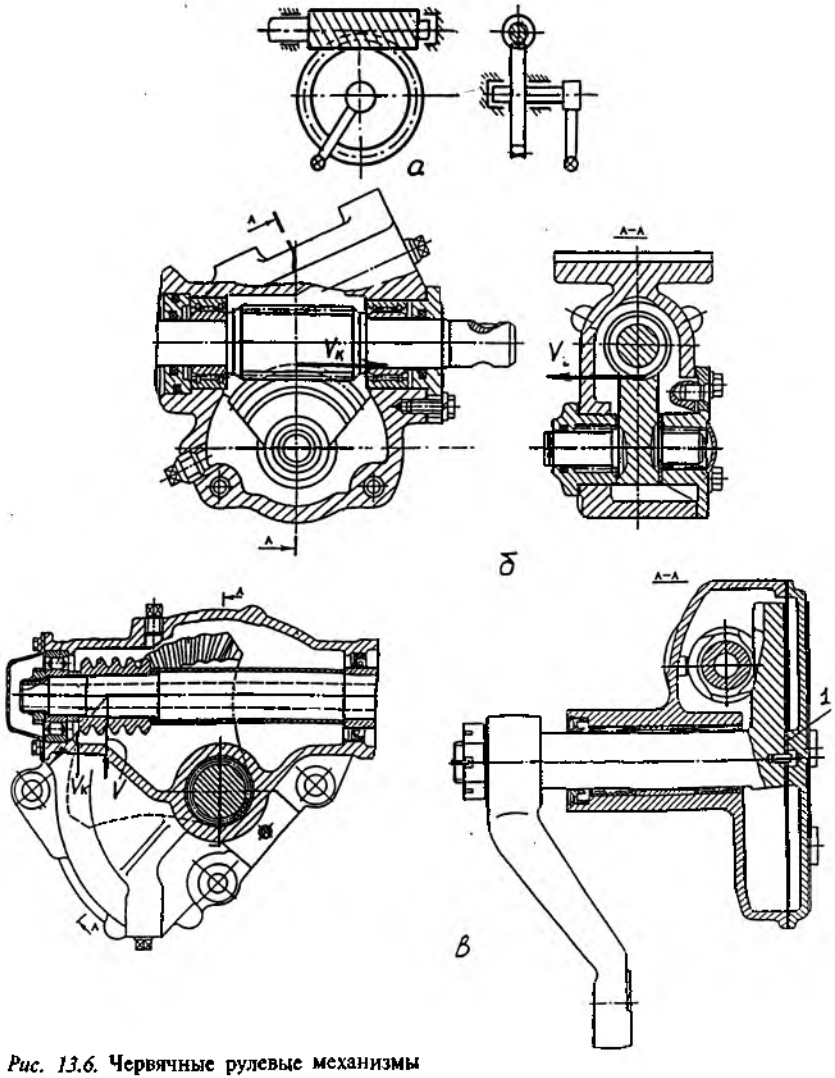


Рис. 13.6. Червячные рулевые механизмы

следовательно, меньшее давление на рабочих поверхностях, а также несколько меньшее скольжение и, следовательно, меньшее трение в контакте. Главным его достоинством является возможность регулирования зазора в зацеплении, что осуществляется путем осевого перемещения сектора (например, за счет изменения толщины набора шайб *1*, как показано на *рис. 13.6 в*). В силу указанных достоинств механизм «червяк – боковой сектор» долгое время применялся на тяжелых автомобилях, но затем был вытеснен другими механизмами, имеющими более высокий КПД.

Другое направление развития червячных рулевых механизмов заключалось в уменьшении их изнашиваемости и увеличении КПД за счет замены трения скольжения трением качения. Это возможно, если, как показано на *рис. 13.7*, вместо червячного колеса зацепить червяк с роликом, вращающимся на оси. Для того чтобы ролик *1* сохранил контакт с червяком *2* на большой дуге поворота сошки, червяк приходится делать глобоидальным, то есть нарезанным на внутренней поверхности тора. С этой же целью применяют трехгребневые ролики, крайние гребни которых могут выходить из зацепления с червяком при больших углах поворота колес.

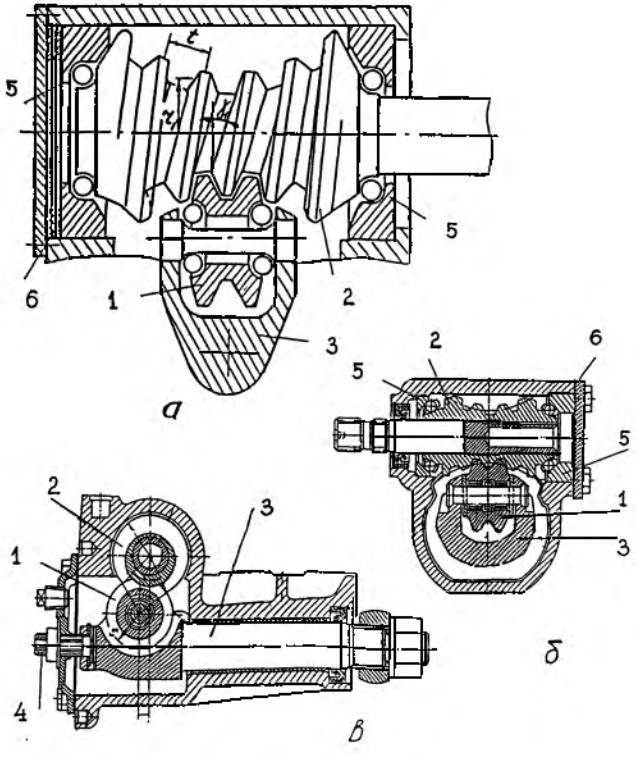


Рис. 13.7. Рулевой механизм «глобоидальный червяк — ролик»

Прямой коэффициент полезного действия рулевых механизмов «глобоидальный червяк – ролик» довольно высок — до 0,85 при ролике, установленном на шариковых подшипниках, воспринимающих радиальные и осевые силы (*рис. 13.7 а*). Если же ролик установлен на игольчатых подшипниках, при которых осевые силы воспринимаются торцевыми парами скольжения (боковыми поверхностями ролика, как показано на *рис. 13.7 б*), то КПД снижается до 0,7. Обратный КПД механизмов с глобоидальным червяком примерно равен 0,6.

Для обеспечения возможности регулирования зазора в зацеплении (*рис. 13.7 в*) ось ролика *1* вынесена из плоскости, проходящей через ось червяка *2* перпендикулярно оси вала сошки *3*, а вал сошки снабжен регулировочным устройством *4* (обычно винтовым), позволяющим передвигать его в осевом направлении.

Помимо описанной регулировки, предусмотрена регулировка подшипников *5* (*рис. 13.7 а*) червяка, осуществляемая за счет изменения толщины пакета прокладок *6* или резьбового устройства. Однако необходимость в этом возникает весьма редко, и данная регулировка считается сборочной или ремонтной, а не эксплуатационной.

Применение двух- и трехгребневых роликов и высокопроизводительного многолезвийного инструмента при изготовлении червяка вынуждает иметь постоянный окружной шаг червяка *t* (*рис. 13.7 а*), что при переменном радиусе r_1 червяка приводит к переменному значению угла подъема витка червяка γ_1. График изменения угла по мере удаления от наиболее узкого сечения червяка показан на *рис. 13.8 а*. Для улучшения контакта гребней ролика с канавкой червяка ось ролика не перпендикулярна оси вала сошки, а повернута на угол γ_2 (*рис. 13.8 б*), который совпадает с углом подъема витка червяка γ_1 только в двух точках *1* и *2* (*рис. 13.8 а*). Во всех же остальных положениях механизма гребни ролика катятся в канавке червяка с перекосом.

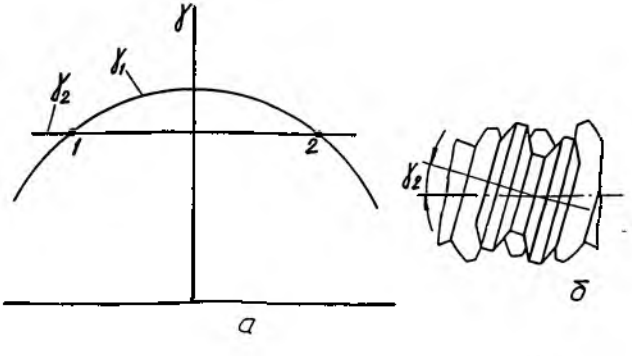


Рис. 13.8. Изменение угла наклона витка глобоидального червяка по мере удаления от наиболее узкого сечения (*а*) и угловое смещение осей червяка и ролика (*б*)

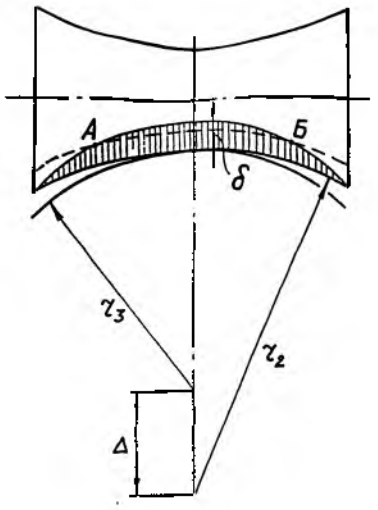


Рис. 13.9. К анализу изменения зазора в контакте глобоидального червяка и ролика

В этих условиях зацепление ролика и червяка без зазора возможно только при очень сложных и технологически неприемлемых профилях гребней ролика и канавки червяка, поэтому зацепление в таких механизмах делается с зазором. Однако, как указывалось выше, при среднем положении механизма зазор весьма опасен, вследствие чего регулировкой предусмотрено уменьшение его величины вплоть до нуля именно в среднем положении. Для этого радиус кривизны червяка r_2 (*рис. 13.9*) делают больше, чем рабочий радиус r_3 ролика, что достигается смещением оси вала сошки на величину Δ относительно центра кривизны червяка. Величина смещения доходит до 2,5—5,0 мм, поэтому зазор в крайних положениях механизма весьма велик, однако опасности не представляет, так как постоянно выбран под действием сил стабилизации управляемых колес.

Поскольку основной износ наблюдается на поверхностях, расположенных около среднего положения рулевых механизмов, соответствующего прямолинейному движению автомобиля, то, если бы не было необходимости делать смещение Δ по кинематическим соображениям, его все равно делали бы по соображениям компенсации износов. На *рис. 13.9* показана примерная эпюра износов δ червяка. Если бы механизм был изготовлен с одинаковыми зазорами при любых значениях угла $\alpha_{р.к}$, то после регулировки (пунктирная линия) в точках *А* и *Б* наблюдалось бы заедание, абсолютно недопустимое в рулевых механизмах.

Однако нужно иметь в виду, что величина Δ (а следовательно, и степень возрастания зазора в крайних положениях механизма), необходимая для компенсации износа, во много раз меньше величины, необходимой по кинематическим соображениям. Это подтверждается тем, что рулевые механизмы других типов имеют такой же характер эпюры износов, но зазоры в крайних положениях у них существенно меньше, чем у механизма типа «глобоидальный червяк – ролик».

Следует иметь в виду, что наличие минимального зазора в среднем положении рулевых механизмов вынуждает проводить их регулировку именно в этом положении.

13.4.2. Винтовые механизмы

Пара «винт—гайка» привлекательна для конструкторов рулевых механизмов из-за возможности получения большого передаточного числа и большой прочности, позволяющей создавать малогабаритные механизмы. Применявшиеся в прошлом винтовые механизмы в той или иной степени обладали двумя недостатками — низким КПД вследствие большого трения в паре «винт—гайка» и нерегулируемостью зазора в той же паре. Попытка сделать пару «винт—гайка» регулируемой путем нарезания, как показано на *рис. 13.10*, на цилиндрическом валу *1* правой и левой винтовой канавок и применения двух отдельных, правой *2* и левой *3* гаек, движущихся при вращении винта в разные стороны, не привела к успеху. Несмотря на то что осевым перемещением винта вместе с гайками в сторону вала сошки *4*, за счет регулировочной гайки *5*, в таком механизме можно осуществлять регулировку зазора, в целом механизм был сложен и громоздок.

В силу указанных причин по мере увеличения требований к качеству рулевого механизма, с одной стороны, и повышению уровня технологии автомобильной промышленности — с другой, имевшее ранее место разнообразие винтовых механизмов стало утрачиваться. В настоящее время механизмы такого типа наиболее широко представлены изображенным на *рис. 13.11* гораздо более совершенным, хотя и более сложным в производстве винтореечным механизмом типа «винт—шариковая гайка—рейка—сектор». В этом механизме винт *1* и гайка *2* имеют канавки специального профиля, нарезанные с высокой точностью и имеющие высокую твердость. В канавках находятся шарики *3*, и поэтому совокупность деталей «винт—шарики—гайка» можно рассматривать как подшипник качения, отличительным свойством которого является малое трение, обуславливающее высокий КПД и малые износы. Малые износы позволяют эксплуатировать пару «винт—

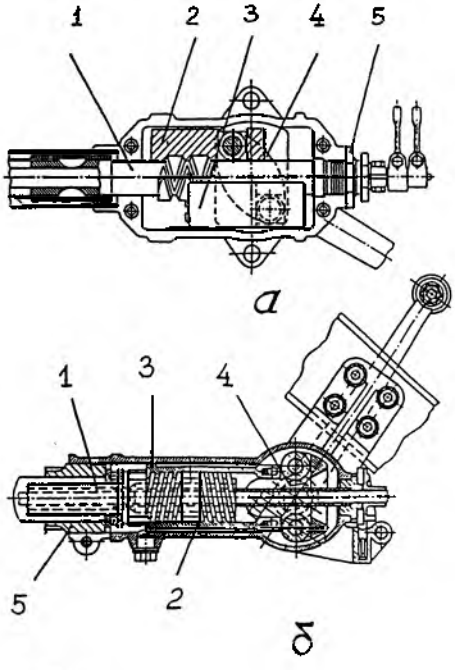


Рис. 13.10. Вариант конструкции винтового рулевого механизма

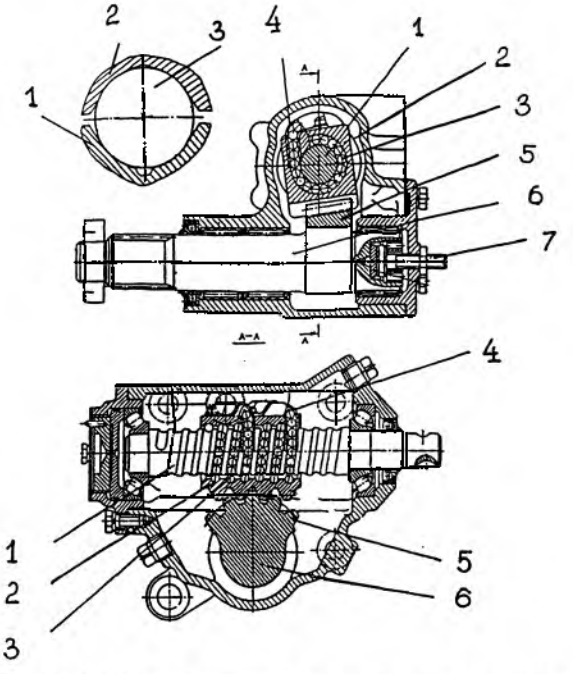


Рис. 13.11. Рулевой механизм типа «винт — шариковая гайка — рейка — сектор»

гайка» до списания без регулирования в течение достаточно большого срока. В связи с тем что канавка, в отличие от канавки подшипников качения, является спиральной, она по краям для предотвращения выкатывания шариков перекрыта трубчатыми шарикопроводами *4*, образующими совместно с канавками замкнутые круги циркуляции шариков.

Учитывая характерную эпюру износа рулевых пар (*рис. 13.9*), винт делают слегка бочкообразным (его диаметр в средней части больше, чем по краям), и в начале эксплуатации в среднем положении механизма в паре «винт—гайка» имеется натяг, а по краям небольшой зазор. В конце эксплуатации из-за износов в среднем положении появляется зазор, величина которого и определяет срок службы механизма.

Для превращения поступательного движения гайки во вращательное движение сошки по телу гайки нарезана зубчатая рейка, а на валу сошки — зубчатый сектор *5*. Пара «рейка—сектор» нуждается в регулировке, поэтому зубья нарезаны с некоторым наклоном к оси вала сошки *6* (*рис. 13.11*), а сам вал при помощи регулировочного винта *7* может перемещаться в осевом направлении. С целью предотвращения заедания изношенного механизма после ре-

гулировки зубья сектора делают тем тоньше, чем дальше они располагаются от среднего зуба.

Коэффициент полезного действия винтореечных механизмов довольно высок: прямой до 0,85—0,9, обратный до 0,8.

Относительно реже и только на тяжелых автомобилях встречаются механизмы, в которых вместо пары «рейка—сектор» применяется шатунно-кривошипный механизм. Коэффициент полезного действия таких механизмов ниже, а зазоры в шарнирах не регулируются.

13.4.3. Реечные механизмы

Основными преимуществами реечных рулевых механизмов является весьма высокий КПД и возможность иметь в рулевом приводе меньшее количество шарниров. Недостатки его заключаются в слишком высокой величине обратного КПД и невозможности получения большого передаточного числа.

Для уменьшения обратного КПД искусственно увеличивают трение, устанавливая подпружиненные плунжеры *2* (*рис. 13.12 а*), которые заодно являются упругой, выбирающей зазоры опорой рейки *1*. При большой величине крутящего момента, прикладываемого к рулевому колесу автомобиля, силы, действующие в зацеплении шестерни с рейкой, могут достигать больших значений и вызывать чрезмерный прогиб рейки. Поэтому упругое перемещение плунжера ограничивают либо при помощи гайки, поджимающей пружину (*рис. 13.12 а*), либо при помощи специального винта (*рис. 13.12 б*). Для изоляции рулевого колеса от очень неприятных для водителя высокочастотных вибраций применяются резиновые детали, встраиваемые в рулевой привод или рулевой вал (*4* на *рис. 13.12 а*). Однако возможности конструктора в этом вопросе ограничены, так как наличие этих деталей увеличивает упругую податливость рулевого управления, что отрицательно сказывается на устойчивости и управляемости автомобиля.

Ограниченное передаточное число реечного рулевого механизма объясняется невозможностью изготовления шестерни *3* достаточно малого размера. Поскольку модуль зубьев ограничен их изгибной жесткостью, приходится уменьшать число зубьев. При этом приходится применять большие углы наклона зубьев и большое смещение инструмента при их нарезании. Оба указанных мероприятия позволяют применять шестерни с пятью зубьями, что существенно меньше, чем в силовых, трансмиссионных зубчатых передачах, однако этого недостаточно для получения большого передаточного числа.

Наличие угла наклона зубьев шестерни приводит к появлению боковой силы, действующей на рейку в плоскости, параллельной

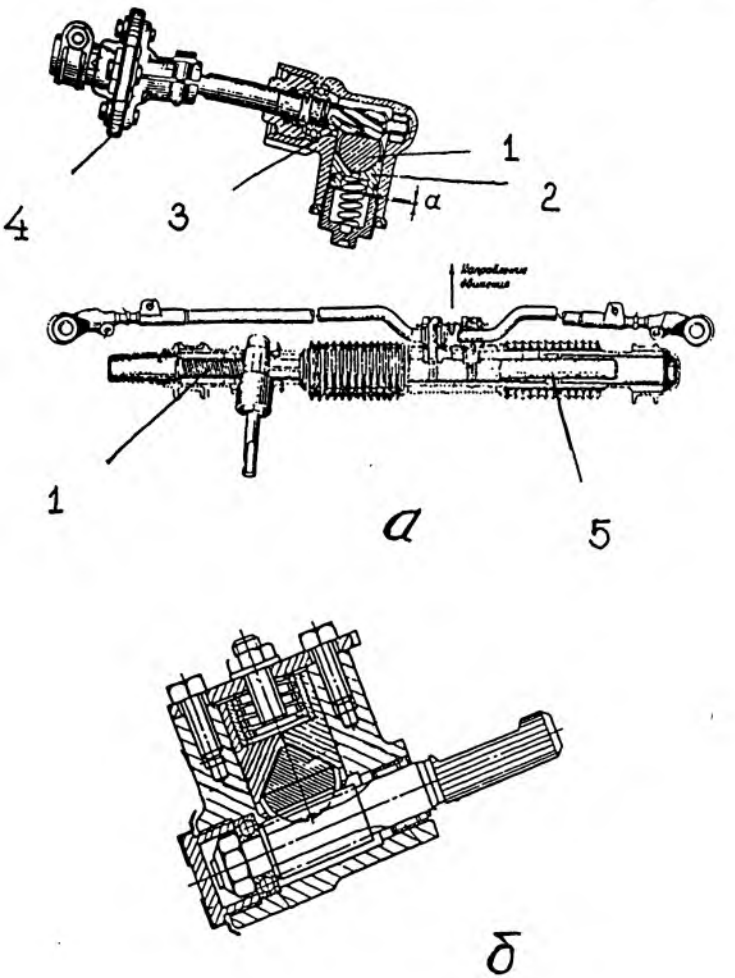


Рис. 13.12. Реечные рулевые механизмы

осям рейки и шестерни, в направлении, перпендикулярном оси рейки. Эта сила по своей природе аналогична осевой силе, возникающей в зацеплении цилиндрических косозубых шестерен. Ввиду большой величины угла наклона зуба шестерни величина указанной силы сопоставима с величиной окружной силы. Приложенная не в плоскости оси рейки, боковая сила создает крутящий момент, стремящийся повернуть рейку вокруг ее оси. Для предотвращения такого вращения рейку иногда, как показано на *рис. 13.12*, делают граненой.

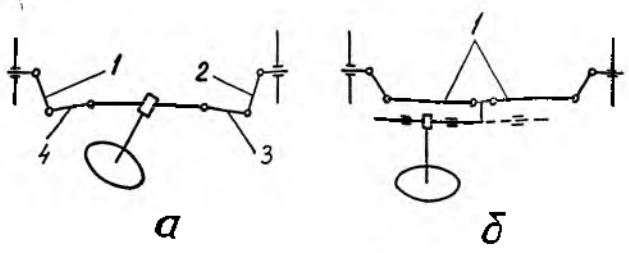


Рис. 13.13. Варианты компоновочных схем реечных механизмов

Увеличить передаточное число рулевого управления можно и за счет рулевого привода путем увеличения длины рычагов *1* и *2* (*рис. 13.13 а*). Но длинные рычаги менее жестки и занимают значительный конструктивный объем, так как перемещаются в горизонтальной плоскости при повороте колес и в вертикальной плоскости при работе подвески. Увеличение длины рычагов увеличивает ход рейки, что требует расположения шестерни ближе к продольной оси автомобиля, но такое расположение не всегда возможно по компоновочным соображениям. Поэтому наряду со схемой, показанной на *рис. 13.13 а*, применяют рулевые механизмы со смещенной рейкой, не являющейся частью рулевого привода (*рис. 13.13 б*). Для повышения жесткости часто усложняют конструкцию механизма, удлиняя рейку и устанавливая дополнительную опору (пунктирная линия на *рис. 13.13 б*).

Выбор варианта конструкции реечного рулевого механизма зависит также от того, какой длины боковые тяги (*3* и *4* на *рис. 13.13 а*) требуются по условиям согласования кинематики рулевого привода и направляющего устройства подвески.

13.5. Рулевые приводы

В первую очередь рулевой привод влияет на устойчивость и управляемость автомобиля, что обеспечивается согласованием его кинематики с кинематикой подвески и высокой жесткостью деталей привода. Кроме того, привод должен обеспечивать правильное соотношение углов поворота наружного и внутреннего управляемых колес, от чего также зависит управляемость автомобиля. Если на автомобиле несколько управляемых мостов, то привод должен обеспечивать правильное соотношение между средними углами поворота колес этих мостов. Важно и то, что сила трения в шарнирах рулевого привода увеличивает силу, которую необходимо прикладывать к рулевому колесу.

13.5.1. Особенности кинематики рулевых приводов

Рулевой привод представляет собой совокупность тяг, шарниров и рычагов, преобразующих движение сошки или рейки во вращательное движение управляемых колес вокруг осей их поворота. Как показано на *рис. 13.2,* при зависимой подвеске, характеризующейся наличием жесткой балки *9*, связывающей оси поворота колес, рулевой привод получается простым. Он содержит продольную тягу *4*, поперечную тягу *8*, шкворни *6* и поворотные рычаги *5*. Продольная тяга одним концом присоединена к сошке *3*, а другим — к одному из рычагов поворотного кулака *7* левого колеса. Все соединения рычагов с тягами производятся при помощи шарниров. Обычно используются сферические шарниры, хотя все три обеспечиваемые ими степени свободы используются не всегда. Более простые цилиндрические шарниры имеют ограниченное применение, так как случаи, когда от шарнира требуется только одна степень свободы, сравнительно редки.

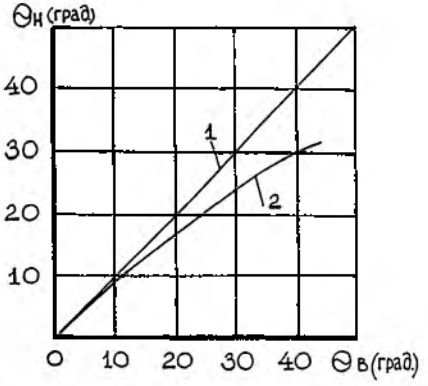


Рис. 13.14. Идеальное соотношение углов поворота наружного и внутреннего управляемых колес

Соотношение углов поворота наружного и внутреннего управляемых колес, обеспечивающее их качение по криволинейной траектории без бокового скольжения, зависит от колесной базы и расстояния между осями поворота правого и левого колес и иллюстрируется графиком, приведенным на *рис. 13.14.*

Показанное на *рис. 13.15* превышение угла поворота внутреннего колеса $\Theta_в$ над углом поворота наружного колеса $\Theta_н$ достигается при помощи так называемой рулевой трапеции, образованной (*рис. 13.2 б*) балкой моста *9*, двумя поворотными рычагами *5* и поперечной тягой *8*. При выведении рулевой трапеции из среднего, нейтрального положения, поперечная тяга поворачивается в горизонтальной плоскости, ее проекция на поперечную плоскость автомобиля укорачивается, вызывая более быстрый поворот внутреннего поворотного рычага по отношению к наружному.

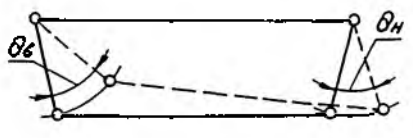


Рис. 13.15. Кинематика простейшей рулевой трапеции

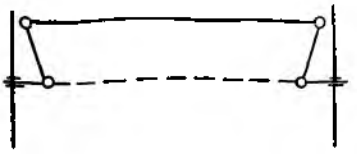


Рис. 13.16. Расходящаяся рулевая трапеция

Если подходить к данному вопросу строго, то для классического, геометрически точного, согласования углов поворота колес необходим сложный, многозвенный механизм. Но точного согласования не требуется, так как колеса автомобиля снабжаются эластичными шинами, которые при действии на них боковой силы катятся с уводом, при котором плоскость их вращения не совпадает с направлением вектора скорости центра колеса. Поэтому удовлетворительный результат может быть получен при помощи простейшей 4-звенной трапеции, хотя при этом соотношение углов поворота колес не соответствует классическому.

Поперечная тяга почти всегда располагается позади балки моста, где она хорошо защищена от ударов при наезде на препятствия. Но иногда, например, из-за карданного вала, расположенного сзади переднего ведущего моста, ее приходится устанавливать спереди (*рис. 13.16*). В этом случае длина поперечной тяги превышает расстояние между шкворнями, а трапеция называется расходящейся.

Выше отмечалась важность согласования кинематик рулевого привода и подвески. Если предположить, что продольная тяга *1* рулевого привода отсоединена, тогда в изображенной на *рис. 13.17* схеме шарнир *A* при работе подвески будет двигаться по некоторой кривой, обусловленной деформацией рессоры *5*, которую приближенно можно представить дугой «а» окружности с центром O_1. Однако фактически наличие продольной тяги *1*, которая при работе подвески поворачивается вокруг точки O_2, вынуждает точку *A* двигаться по дуге «б», вследствие чего рычаг *2* будет поворачивать

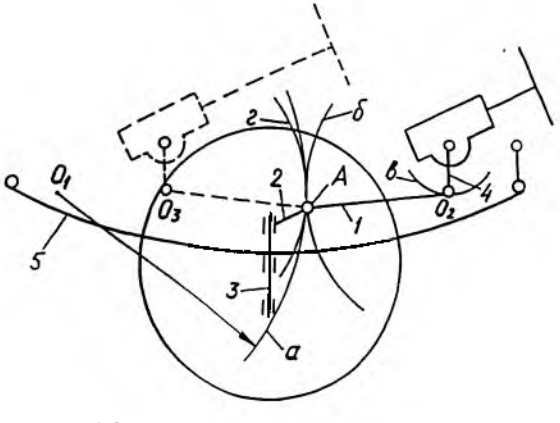


Рис. 13.17. Согласование кинематик подвески и рулевого управления

управляемые колеса вокруг шкворней *3*, что приведет к курсовой неустойчивости движения автомобиля.

Для устранения этого явления необходимо совместить точки O_1 и O_2. Однако практически осуществить это часто бывает невозможно без существенного усложнения конструкции. Трудности, стоящие на этом пути, дополнительно усугубляются тем, что при повороте рулевого колеса точка O_2, расположенная на конце сошки *4*, сама движется по дуге «в». Это приводит к тому, что рулевой привод и подвеска, кинематически согласованные при одном положении рулевого колеса, оказываются рассогласованными после его поворота. В связи с тем, что виляния управляемых колес наиболее опасны при их среднем положении, когда возможно движение автомобиля с большой скоростью, конструкторы ограничиваются необходимой степенью согласования кинематик подвески и рулевого привода в первую очередь при среднем положении рулевого колеса.

Добиться значительной согласованности кинематик подвески и рулевого управления в случае схемы, показанной на *рис. 13.17*, можно, в частности, за счет переноса рулевого механизма вперед (на рисунке показано пунктиром). В этом случае продольная тяга будет поворачиваться относительно точки O_3, а шарнир *A* будет перемещаться по траектории «г», которая в значительно меньшей степени отличается от траектории «а».

При независимой подвеске, обеспечивающей кинематически независимые перемещения колес, согласование необходимо вести для каждого колеса отдельно. Это приводит к усложнению поперечной связи между управляемыми колесами, заключающемуся во введении двух боковых тяг *1* (*рис. 13.18*), маятникового рычага *2*, являющегося геометрическим аналогом сошки *3*, и средней тяги *4*. При этом приходится увеличивать количество шарниров.

Рулевой привод, изображенный на *рис. 13.18*, хотя и не является трапецией в прямом смысле, но сохраняет ее основной признак –

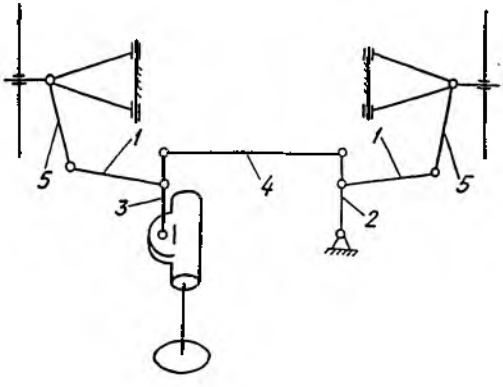


Рис. 13.18. Вариант конструкции рулевого привода при независимой подвеске колес

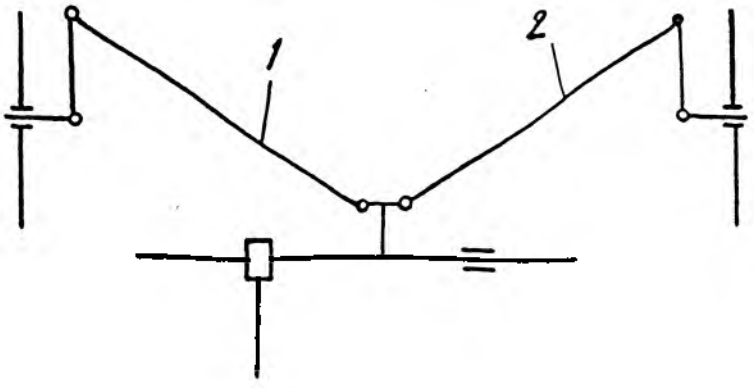


Рис. 13.19. Вариант конструкции рулевого привода при реечном рулевом механизме

сходящиеся назад поворотные рычаги *5*. В некоторых же случаях из-за особенностей компоновочной схемы автомобиля и специфичности кинематики примененной подвески используются устройства, потерявшие всякое сходство с трапецией (*рис. 13.19*). Это устройство обеспечивает необходимое соотношение углов поворота внутреннего и наружного колес в основном за счет изменения наклона боковых тяг *1* и *2* при повороте рулевого колеса.

13.5.2. Конструкция шарниров рулевых приводов

Основные требования, предъявляемые к шарнирам рулевого привода, заключаются в беззазорности и износостойкости. Необходимость работы без зазоров привела к тому, что почти все шарниры имеют поджатие скользящих поверхностей за счет деформации упругого тела. Обычно (*рис. 13.20 а*) это стальная пружина *2*, но может быть и резиновый элемент или элемент из другого полимерного материала, обладающего упругостью.

Сила упругого элемента может быть направлена вдоль тяги (*рис. 13.20 а*), или вдоль пальца *8* со сферическим наконечником (*рис. 13.20 б*). В первом случае пружина должна развивать весьма большую силу, превышающую максимальную рабочую нагрузку, что увеличивает трение в шарнире. Ввиду того что площадь контакта вкладышей *3* со сферическим наконечником пальца *4* по конструктивным соображениям не может быть сделана большой, такое техническое решение приводило бы к повышенным износам трущихся пар. Для устранения указанного недостатка пружину делают слабее, чем нужно, а величину зазора, образующегося при возникновении в рулевом приводе больших сил, ограничивают упором *1*. Резьбовая пробка *5* позволяет устанавливать необходимый натяг пружины *2* при сборке шарнира и поддерживать его в заданных пределах во время эксплуатации автомобиля.

Несмотря на предпринятые меры, описанный шарнир сохранил отрицательные свойства в виде повышенного и неравномерного износа рабочих поверхностей, необходимости их периодического смазывания, отсутствия демпфирующего эффекта. Поэтому он был вынужден уступить свое место шарниру второго типа (*рис. 13.20 б*). В таком шарнире передаваемая вдоль тяги *5* сила не создает большой поперечной нагрузки, действующей вдоль пальца *8* и стремящейся разомкнуть сферические рабочие поверхности. В связи с этим требующаяся сила пружины *4* невелика, и сжатие рабочих поверхностей, не обусловленное силой, передаваемой вдоль тяги, также невелико. Это влечет за собой уменьшение излишнего трения и изнашивания шарнира.

В случае вымывания или сильного загрязнения смазочного материала возможно резкое возрастание трения между пальцем *8* и сменным металлическим вкладышем *2*. В результате этого при вращении пальца скольжение между ним и вкладышем может смениться скольжением между вкладышем и корпусом, что неминуемо приведет к порче посадочной поверхности вкладыша и корпуса шарнира. Для предотвращения этого вкладыш зафиксирован относительно корпуса заклепкой-упором *3*.

Если автомобиль предназначен для работы в условиях сильной загрязненности и запыленности, то предусматривают возможность замены смазочного материала в шарнире при помощи масленки (*1* на *рис. 13.20 в*) и отгибающегося уплотнительного кольца *2*.

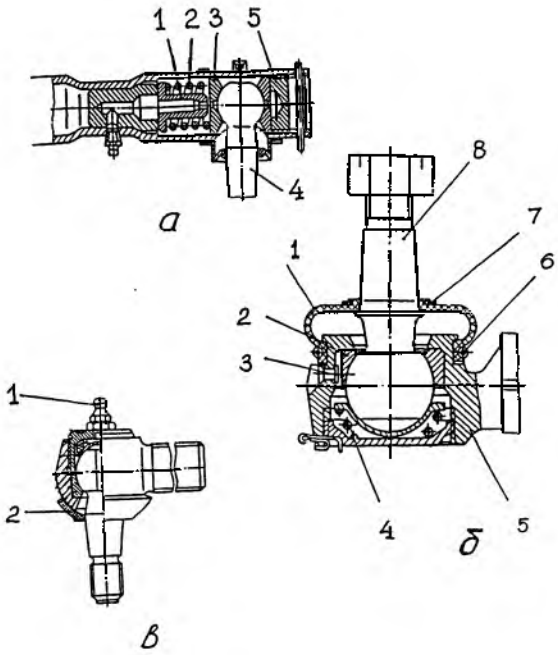


Рис. 13.20. Шарниры рулевого привода

Использование высококачественных конструкционных материалов для вкладышей, современных смазочных материалов и надежных уплотнений позволяет в настоящее время применять шарниры, не требующие замены смазочного материала в течение всего срока службы.

Современная химия предоставляет конструктору широкую гамму полимерных материалов, удовлетворяющих самым разнообразным требованиям. Помимо двух основных вопросов — снижения коэффициента трения и получения высокой износостойкости — варьирование свойствами материала, величиной и расположением рабочей поверхности относительно сферы пальца, а также подбор толщины стенок вкладыша позволяет решить и другие вопросы. К ним относятся, например, создание необходимой упругости рулевого управления для снижения динамических нагрузок и обеспечение надлежащих демпфирующих свойств с целью гашения высокочастотных колебаний.

Металлические вкладыши в настоящее время применяются редко, только в тех случаях, когда шарнир должен передавать весьма большие силы или быть достаточно жестким для уменьшения излишней упругой податливости рулевого привода.

В тех случаях, когда шарнир должен обеспечивать только одну степень свободы (шарниры поперечной тяги *4* и опора маятникового рычага *2* на *рис. 13.18*) или углы, необходимые для реализации второй и третьей степеней свободы, малы, применяют упрощенные шарниры (*рис. 13.21 б*).

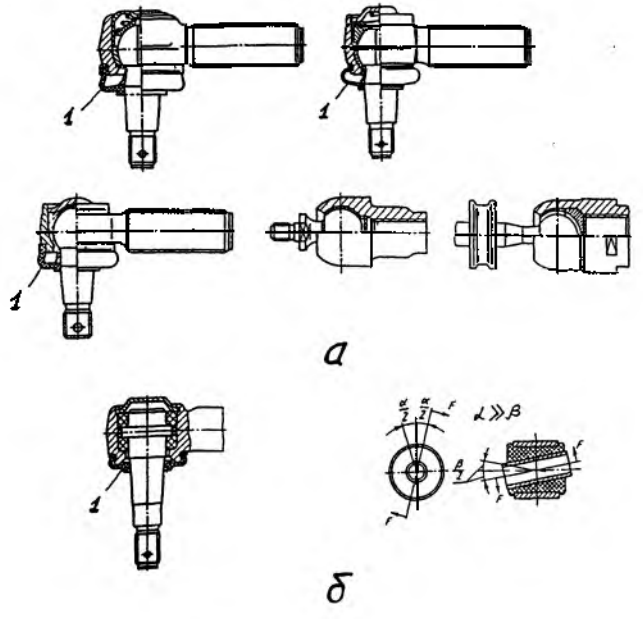


Рис. 13.21. Шарниры рулевого привода

Большое значение имеет надежность резиновых защитных чехлов, которые препятствуют загрязнению и вымыванию смазочного материала. При появлении даже небольших порезов, разрывов и трещин в чехлах срок службы шарниров резко сокращается. Для надежной работы резина, применяемая для чехлов, должна обладать достаточной прочностью, эластичностью, масло- и морозостойкостью, а конструкция чехла должна исключать большие деформации и большие напряжения в его материале при рабочих деформациях чехла.

13.6. Углы установки управляемых колес

13.6.1. Развал колес

Установлено, что если колеса автомобиля расположить не вертикально, а слегка, как показано на *рис. 13.22*, развалить наружу, то износ шин несколько уменьшится. Очевидно, это связано с тем, что многие дороги имеют небольшую выпуклость и колеса автомобиля, установленные с развалом, занимают по отношению к дороге близкое к перпендикулярному положение.

Полезен развал колес и с других точек зрения. В частности, в результате износа шарниров независимой подвески и шкворневого узла зависимой подвески колеса стремятся наклониться внутрь, то есть приобрести отрицательный развал. Наличие небольшого первоначального положительного развала в этом случае позволяет колесам в течение большого срока эксплуатации сохранять близкое к оптимальному положение относительно дороги.

Угол развала α невелик и составляет 0–1°. В связи с невозможностью достаточно точного изготовления деталей кузова и подвески, а также в связи с изменением состояния деталей в эксплуатации (износы и пластическая деформация) в независимых подвесках предусматривают регулировку угла развала.

Существует несколько других объяснений необходимости развала, например, компенсация прогиба балки переднего моста, уменьшение нагрузки на подшипники колес и т.п. Эти объяснения не являются правильными и легко опровергаются.

Рис. 13.22. Установка управляемых колес с развалом

13.6.2. Схождение колес

Известно, что свободно катящееся колесо сохраняет прямолинейность траектории до тех пор, пока из-за потери скорости его плоскость не отклонится от вертикальной, после чего колесо начинает катиться по спирали, причем кривизна спирали в любой точке соответствует углу наклона плоскости колеса. Если упростить явление, то это происходит вследствие того, что, как показано на *рис. 13.23*, в наклоненном колесе элементарные участки, находящиеся в пятне контакта колеса с дорогой, имеют различное расстояние до оси колеса r_1 и r_2, в силу чего окружная скорость $V_1 = r_1\omega$ больше окружной скорости $V_2 = r_2\omega$.

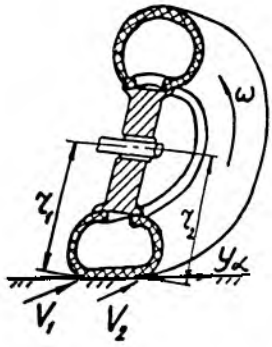


Рис. 13.23. Схема качения наклоненного колеса

Колеса, установленные на автомобиль с развалом, «желали бы» катиться по окружности, но не имеют такой возможности, так как их удерживают на прямолинейной траектории подшипниковые узлы. Но такое качение сопровождается боковыми силами $R_{y\alpha}$, действующими в пятне контакта и стремящимися развести колеса. Наличие боковых сил приводит к повышенному сопротивлению качению и повышенному износу шин. Для устранения этих отрицательных явлений колеса, как показано на *рис. 13.24*, поворачивают внутрь на угол $\delta/2$. В результате этого в пятне контакта колеса с опорной поверхностью создается боковая сила $R_{y\delta}$. При правильном соотношении углов α и δ силы $R_{y\alpha}$ и $R_{y\delta}$ равны по величине и полностью друг друга компенсируют. Такой поворот колес внутрь называется схождением, а суммарный угол δ — углом схождения колес. Величина схождения обычно измеряется не в угловых величинах, а по разности длин отрезков A и B, измеренных в горизонтальной плоскости на определенном расстоянии от колес.

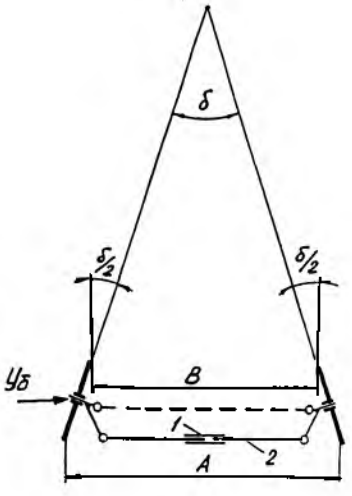


Рис. 13.24. Схема регулировки схождения управляемых колес при неразрезной рулевой трапеции

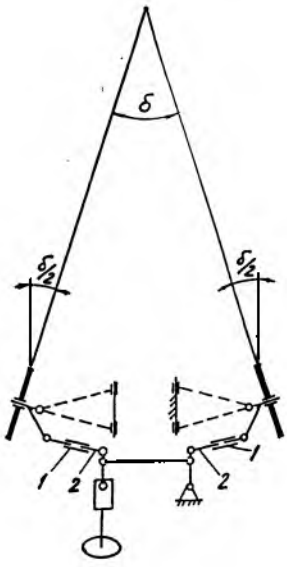


Рис. 13.25. Схема регулировки схождения управляемых колес при разрезной рулевой трапеции

В связи с тем что схождение колес имеет целью компенсацию отрицательных последствий от развала, величина схождения должна соответствовать реально имеющейся на автомобиле величине развала. Например, если развал близок к верхнему пределу допустимых значений, то и схождение должно быть установлено около верхнего предела. Для регулировки схождения применяют резьбовые втулки *1*, имеющие правую и левую резьбы и при вращении изменяющие длину поперечной тяги (*2* на *рис. 13.24*) или боковых тяг (*2* на *рис. 13.25*).

Необходимо помнить, что в большинстве случаев при работе подвески развал колес изменяется. При этом должно сохраняться необходимое соотношение углов α и δ. Добиваются этого за счет правильной организации кинематик подвески и рулевого управления.

13.7. Стабилизация управляемых колес

Стабилизирующий момент, стремящийся удерживать управляемые колеса автомобиля в положении прямолинейного движения, необходим для повышения курсовой устойчивости автомобиля и создания у водителя так называемого чувства дороги. Чувство дороги заключается в информировании водителя об угле поворота управляемых колес, а также о величине боковых сил, приложенных к ним, и реализуется за счет того, что реактивный крутящий момент, действующий со стороны рулевого колеса на руки водителя, пропорционален стабилизирующему моменту.

13.7.1. Скоростная стабилизация управляемых колес

Создание стабилизирующего момента возможно несколькими способами. Общеизвестным является так называемый эффект рояльной ножки, при котором ведомое колесо стабилизируется за счет того, что вертикальная ось поворота вынесена вперед относительно точки контакта колеса с опорной поверхностью. Однако на автомобилях такой вынос оси поворота в чистом виде применяется крайне редко. Более удобным оказалось получение стабилизирующего момента путем продольного наклона шкворня или оси поворота колес при бесшкворневой подвеске на угол γ (*рис. 13.26*). Угол γ называется углом продольного наклона шкворня.

Действующая на автомобиль боковая сила (центробежная на повороте, сила бокового ветра и т.п.) распределяется между всеми его колесами в виде боковых сил $F_б$, в ответ на которые в пятне контакта колес с дорогой возникают боковые реакции R_y (*рис. 13.26*). При наличии продольного наклона шкворня между силами $F_б$ и R_y имеется плечо h, называемое плечом стабилизации, благодаря чему создается стабилизирующий момент $M_{ст}$, стремящийся повернуть колесо вокруг шкворня. Этот момент обладает двумя важными свойствами:

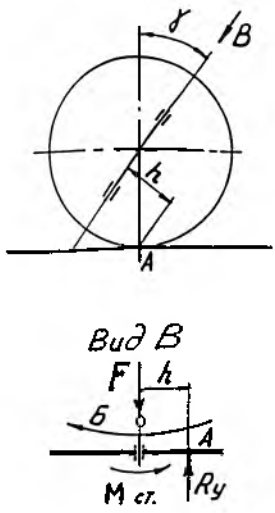


Рис. 13.26. Природа скоростной стабилизации управляемых колес

— его величина пропорциональна величине боковой силы, действующей на автомобиль;

— направление стабилизирующего момента таково, что при возникновении самопроизвольного поворота автомобиля (см. стрелка *Б* на *рис. 13.26*) он стремится самостоятельно, без участия водителя повернуть колеса в сторону, соответствующую уменьшению кривизны траектории.

Таким образом, указанный стабилизирующий момент не только уменьшает самопроизвольное виляние управляемых колес и информирует водителя о величине внешней боковой силы, приложенной к автомобилю, но также в некоторых случаях самостоятельно частично корректирует траекторию автомобиля.

Поскольку причиной описанного стабилизирующего момента являются боковые силы и боковые реакции колес автомобиля, а в большинстве случаев боковая сила проявляет себя в виде центробежной силы, величина которой и, следовательно, величина стабилизирующего момента зависит от второй степени скорости автомобиля, данный вид стабилизации управляемых колес называют скоростной стабилизацией. Скоростная стабилизация возникает не только вследствие специальных конструктивных мероприятий, но и самопроизвольно из-за эластичности шин автомобиля.

Одним из важнейших следствий эластичности является увод шин. Рассмотрим качение автомобильного колеса, к которому приложена боковая сила $F_б$. На *рис. 13.27* показана схема появления в пятне контакта шины с дорогой элементарных боковых реакций (элементарных сил трения) dR_y. Передние части протектора катящейся шины, начинающие входить в контакт с дорогой, еще не нагружены боковыми реакциями. По мере смещения этих участков по пятну контакта назад их нагруженность боковыми реакциями

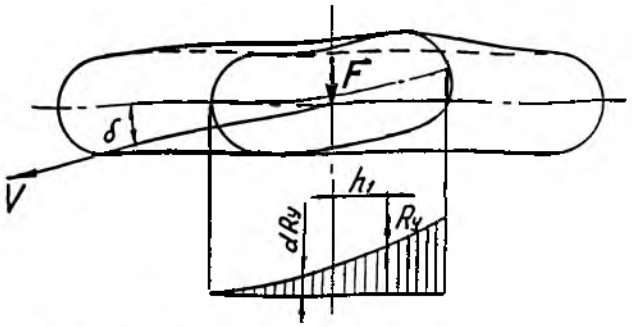


Рис. 13.27. Схема качения колеса с уводом

dR_Y возрастает, в связи с чем эпюра распределения элементарных сил dR_Y вдоль пятна контакта шины с дорогой имеет близкую к треугольной форму. Равнодействующая боковых реакций R_Y смещена на расстояние h_1 относительно оси колеса, к которой приложена сила F_δ. Так как деформация элементов шины в боковом направлении пропорциональна их нагружению силами dR_Y, отпечаток шины на дороге приобретает вместо овальной прогнутую, бобообразную форму, а вектор скорости качения колеса V отклоняется от плоскости вращения колеса на угол δ. Такое явление получило название бокового увода, а угол δ — угла увода. Реакция же R_Y на плече h_1 создает момент, который по способу возникновения и производимому эффекту полностью эквивалентен описанному выше стабилизирующему моменту, вызванному продольным наклоном шкворня, и при движении автомобиля складывается с ним. Это может привести к появлению чрезмерного стабилизирующего момента, утяжеляющего управление автомобилем. Поэтому часто продольный угол наклона оси поворота колеса делают весьма малым, равным нулю или иногда даже отрицательным.

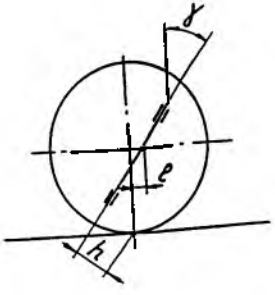


Рис. 13.28. Вариант расположения оси поворота управляемых колес

С другой стороны, поворот колеса вокруг наклоненного шкворня приводит к изменению развала колес, что может оказаться весьма полезным. Так, в большинстве независимых подвесок при поворотах колеса автомобиля вместе с кузовом наклоняются наружу относительно центра поворота. Такой наклон уменьшает сопротивление колес действию боковой силы F_δ (увеличивается величина угла увода δ). Для исправления этого положения необходимо, чтобы наружное колесо, воспринимающее большую боковую силу, будучи

повернутым внутрь, имело бы отрицательный или, по крайней мере, уменьшенный положительный развал. Это может быть обеспечено за счет продольного наклона оси поворота колес. Однако, поскольку простое увеличение этого угла может вызвать чрезмерный стабилизирующий момент, на легковых автомобилях, имеющих эластичные шины, отличающиеся большим стабилизирующим моментом, эту ось, как показано на *рис. 13.28*, для уменьшения плеча h иногда смещают назад.

13.7.2. Весовая стабилизация управляемых колес

Скоростная стабилизация весьма полезна как с точки зрения повышения курсовой устойчивости движения автомобиля, так и с точки зрения обеспечения водителю чувства дороги. Но этот эффект незаметен при движении с малыми скоростями, когда на автомобиль не действуют заметные боковые силы. Поэтому наряду со скоростной стабилизацией применяют другой вид стабилизации управляемых колес, осуществляемый путем наклона осей поворота колес в поперечной плоскости внутрь автомобиля (угол β на *рис. 13.29*). При рассмотрении природы этого эффекта для упрощения принимают, что контакт колеса с дорогой точечный, а угол развала колес и угол продольного наклона шкворня отсутствуют.

Возникновение стабилизирующего момента при этом объясняется тем, что точка контакта колеса с дорогой (точка C) при вращении рулевого колеса движется по окружности с центром O_2, вследствие чего колесо стремится внедриться в дорогу. Ввиду невозможности такого внедрения, передняя часть автомобиля приподнимается, и ее потенциальная энергия увеличивается. Но все тела и системы, составленные из тел, стремятся к уменьшению своей потенциальной энергии, что в данном случае приводит к стремлению управляемых колес под действием веса передней части автомобиля занять среднее положение. Отсюда вытекает и название этого вида стабилизации – весовая.

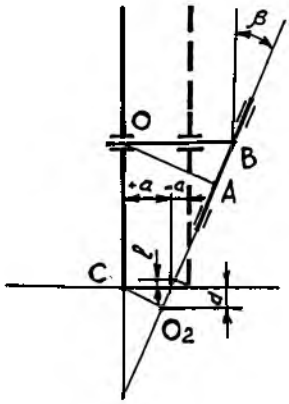


Рис. 13.29. Природа весовой стабилизации управляемых колес

Однако такое объяснение не учитывает ряд факторов, вследствие чего может создаться впечатление, что при нулевом или отрицательном плече обкатки (плечо a на *рис. 13.29*) стабилизирующий эффект неминуемо должен исчезнуть. На самом деле из-за наличия продольного наклона оси поворота колес и большой ширины пятна контакта шины с опорной поверхностью весовая стабилизация при

уменьшении плеча обкатки уменьшается, но полностью не исчезает даже при нулевых и небольших отрицательных значениях плеча обкатки. Лишь при больших значениях отрицательного плеча обкатки стабилизация превращается в дестабилизацию, но этот эффект является несущественным на фоне скоростной стабилизации управляемых колес.

13.8. Усилители рулевого привода

Необходимым условием выполнения быстрых поворотов как при движении с высокой скоростью, так и при маневрировании в стесненных условиях являются:

— малое усилие на рулевом колесе;
— малый угол поворота рулевого колеса между двумя крайними положениями.

Очевидно, что указанные условия являются противоречивыми. Первое требует увеличения передаточного отношения рулевого управления, второе ограничивает величину этого передаточного отношения. Для устранения данного противоречия применяют усилители рулевого привода.

Возможны усилители электрические, пневматические и гидравлические. Электрические усилители показывают хорошие результаты, но в настоящее время только выходят из стадии лабораторных исследований и разработок, а пневматические оказались неприемлемыми ввиду большой упругой податливости рабочего тела — воздуха, приводившей к запаздыванию срабатывания усилителя и возникновению в рулевом управлении недопустимых колебательных процессов. Поэтому в настоящее время широко применяют гидравлические усилители, в том числе и на автомобилях, имеющих компрессоры, предназначенные для питания тормозной системы.

В общем случае гидравлический усилитель состоит из источника энергии, распределителя и силового цилиндра. К источнику энергии (гидронасосу) предъявляются высокие требования. Так, для уменьшения размеров, массы и стоимости усилителя необходимо применять высокие давления жидкости. В современных усилителях используются давления 7–15 МПа, поэтому насосы дороги, так как изготавливаются из высокопрочных материалов, а для уменьшения утечек имеют высокую точность обработки.

13.8.1. Конструкция и работа гидравлических усилителей

Распределитель усилителя предназначен для связи источника энергии с исполнительным силовым цилиндром. Он в соответствии с направлением, темпом вращения рулевого колеса и сопротивле-

нием повороту управляемых колес устанавливает в нужной полости силового цилиндра необходимое давление.

Очевидно, что давление в силовом цилиндре должно быть пропорционально величине момента $M_к$ (*рис. 13.30*), поворачивающего колеса. Момент $M_к$ зависит от нескольких факторов и в общем случае может быть описан уравнением:

$$M_к = M_{ст} + M_j + M_{тр}, \qquad (13.1)$$

где $M_{ст}$ – момент, равный стабилизирующему моменту и зависящий от направления поворота колес, величины угла их поворота, скорости движения автомобиля и величины его загрузки; M_j – момент, определяемый инерционностью колес и деталей рулевого привода. (величина M_j зависит от величины и знака углового ускорения управляемых колес вокруг осей их поворота и при плавных поворотах рулевого колеса практически равна нулю); $M_{тр}$ – момент, определяемый трением в шарнирах и шкворневых узлах, в других подвижных соединениях рулевого управления, например в силовом цилиндре.

Рассмотрим, как изменяется величина $M_к$ при резком повороте управляемых колес и при возвращении их в прежнее положение. В начальный момент времени, при прямолинейном движении автомобиля и отсутствии действующих на него боковых сил, все три слагаемых уравнения (13.1) равны нулю. После появления некоторого угла поворота колес появляется стабилизирующий момент $M_{ст}$, величина которого по мере роста угла поворота будет увеличиваться как вследствие увеличения весовой стабилизации, так и вследствие увеличения центробежной силы. Очевидно, что в начале поворота инерционная составляющая момента M_j будет положительна, а в конце отрицательна. Момент трения $M_{тр}$ на протяжении всего поворота управляемых колес будет положительным, а суммарная величина момента, необходимого для поворота колес, будет равна:

$$M_к = M_{ст} \pm M_j + M_{тр}.$$

При равномерном движении автомобиля по кругу величина крутящего момента будет определяться уравнением

$$M_к = M_{ст} - M_{тр}, \qquad (13.2)$$

а при возвращении управляемых колес в среднее положение уравнением:

$$M_к = M_{ст} \pm M_j - M_{тр}.$$

Из сказанного следует, что при движении автомобиля величина момента, который необходимо прикладывать к его управляемым

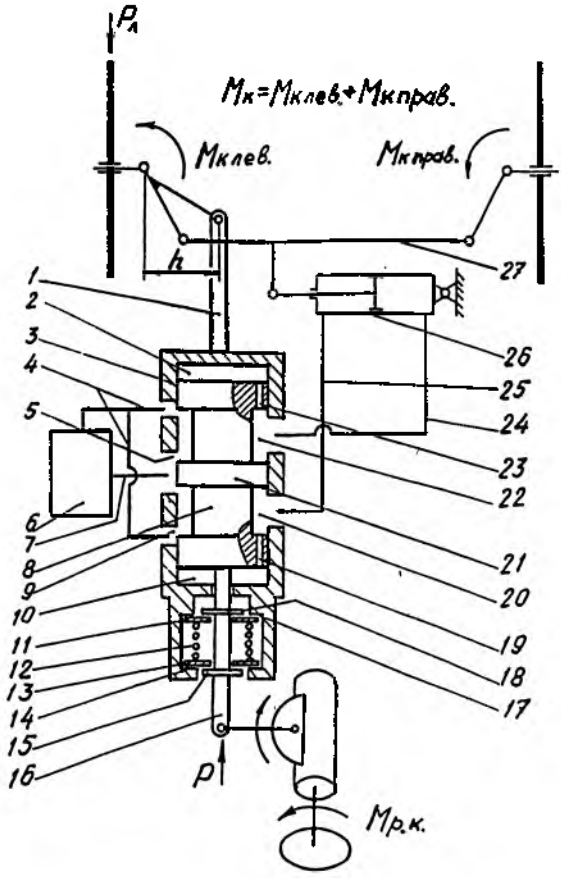


Рис. 13.30. Схема рулевого управления с гидравлическим усилителем

колесам, может изменяться в весьма широких пределах. В соответствии с изменением момента $M_к$ должно изменяться давление жидкости в силовом цилиндре.

Для решения таких задач в технике применяют устройства с отрицательной обратной связью. Обратной связью называется воздействие результатов функционирования какой-либо системы (устройства) на характер дальнейшего функционирования этой системы. Если указанное воздействие направлено на возвращение системы в нейтральное положение, то такая обратная связь называется отрицательной.

На *рис. 13.30* показана принципиальная схема рулевого управления с усилителем. Насос *6* через напорную магистраль *7* и сливную магистраль *4* соединен с распределителем *3*, встроенным в данной

конструкции в продольную рулевую тягу, имеющую на схеме две части *1* и *16*. Силовой цилиндр *26*, шток которого шарнирно соединен с поперечной рулевой тягой *27*, связан с распределителем посредством двух исполнительных магистралей *24* и *25*. Магистрали *4*, *7*, *24* и *25* включают в себя гибкие шланги, не препятствующие перемещению распределителя вместе с продольной тягой.

Распределитель состоит из корпуса *3*, связанного с концом *1* продольной тяги, и вставленного в него золотника *8*, присоединенного к другому концу *16* этой тяги.

Золотник представляет собой цилиндрическое тело с двумя проточками *20* и *22*. Половина продольной рулевой тяги *16*, связанная с золотником, снабжена двумя упорами *15* и *18*, с которыми взаимодействуют две шайбы *11* и *13*. Шайбы распираются пружиной *12*, которая прижимает их не только к упорам *15* и *18*, но и к заплечикам *14* и *17*, расположенным на корпусе распределителя. Пружина *12* стремится удерживать золотник в среднем положении, носит название центрирующей пружины и установлена с предварительным натягом.

Средний буртик *21* золотника, расположенный между проточками *20* и *22*, имеет осевую длину, меньшую, чем диаметр выходного отверстия напорной магистрали *7*. Расстояние от краев этого отверстия до краев двух выходных отверстий сливной магистрали *4* меньше длины проточек *20* и *22* золотника. Диаметр входных отверстий исполнительных магистралей *24* и *25* также меньше длины этих проточек.

При среднем (нейтральном) положении золотника жидкость из насоса, заполнив обе полости силового цилиндра, вытекает через золотник в сливную магистраль. Усилитель при этом не работает, так как давление в обеих полостях цилиндра одинаково. Давление в напорной магистрали при этом мало и равно давлению, необходимому для прокачки жидкости через систему. Если при вращении рулевого колеса момент $M_к$, прикладываемый к управляемым колесам, мал и соответствующая ему сила P, действующая на продольную тягу, недостаточна для сжатия центрирующей пружины *12*, то золотник не смещается относительно корпуса распределителя (он движется совместно с корпусом и продольной тягой) и усилитель в работу не включается, хотя колеса автомобиля поворачиваются.

Однако если, например, при повороте влево момент $M_к$ и сила P достигнут определенной величины, то пружина *12* начнет сжиматься, а золотник начнет смещаться относительно корпуса. При этом внутренний торец проточки золотника *22* будет уменьшать сечение щели *8*, через которую напорная магистраль соединяется с правой полостью силового цилиндра и сливной магистралью *4*. Одновременно наружный торец проточки *20* будет уменьшать сечение щели *8*, соединяющей левую полость силового цилиндра со сливом.

В результате уменьшения сечения щелей увеличится сопротивление перетеканию жидкости из напорной магистрали в сливную, и давление перед щелями, а следовательно, в напорной магистрали и в левой полости силового цилиндра начнет увеличиваться. Уменьшение сечения щелей и увеличение давления будет продолжаться до тех пор, пока сила, действующая на шток силового цилиндра, не достигнет величины, соответствующей величине момента $M_к$. После этого начавшийся поворот колес вызовет перемещение корпуса распределителя вместе с частью *1* продольной рулевой тяги, и уменьшение сечения щелей *5* и *9* прекратится, а давление в левой полости цилиндра при постоянной величине момента $M_к$ стабилизируется.

Нетрудно прийти к выводу, что описанное выше смещение золотника, а следовательно, и срабатывание усилителя может начаться не только в первый момент поворота рулевого колеса, но и в других эксплуатационных ситуациях, так как причиной, вызывающей смещение золотника относительно корпуса, является не собственно вращение рулевого колеса, а действие направленной вдоль продольной рулевой тяги силы *P*. Так, усилитель может включиться в работу при движении автомобиля по прямой, если, например, в результате наезда левого колеса на препятствие возникает дополнительная сила $P_д$, действующая на колесо со стороны дороги и стремящаяся повернуть управляемые колеса влево. В этом случае начавшийся поворот колес вызовет смещение корпуса распределителя относительно золотника и уменьшение сечения щелей (но не щелей *5* и *9*, а двух других), в результате чего давление начнет увеличиваться не в левой полости силового цилиндра, а в правой. Причем уменьшение сечения щелей и сопровождающее его увеличение давления будет происходить до тех пор, пока сила на штоке цилиндра не уравновесит поворачивающий момент, порожденный силой $P_д$.

Таким образом, работа усилителя рулевого привода осуществляется в соответствии с описанным выше принципом отрицательной обратной связи. Реализация этого принципа в данном случае заключается в том, что начавшееся функционирование усилителя (увеличение давления жидкости в одной из полостей силового цилиндра) стремится поставить золотник в нейтральное положение, то есть выключить усилитель. Но выключению усилителя препятствует наличие силового фактора, вызвавшего его включение. Таким фактором может быть момент сопротивления повороту управляемых колес или момент, необходимый для их удержания в повернутом положении (этот момент по величине равен моменту $M_к$, но противоположен ему по направлению). Другой причиной включения усилителя является часто возникающий при взаимодействии колес с опорной поверхностью момент, вызывающий самопроизвольный поворот колес.

Силовой фактор (крутящий момент), вызвавший включение усилителя, стремится уменьшить сечение щелей, соединяющих со сливной магистралью напорную магистраль и работающую полость силового цилиндра, и, тем самым увеличить давление в силовом цилиндре. Увеличивающееся давление стремится, наоборот, увеличить сечение указанных щелей и выключить усилитель. Результатом такого «противоборства» является наступление динамического равновесия между величиной крутящего момента, действующего на управляемые колеса, и давлением в силовом цилиндре.

Работа золотника сопровождается его смещением относительно корпуса и поворотами управляемых колес, не зависящими от положения рулевого колеса. Эти повороты могут складываться с описанными выше самопроизвольными поворотами управляемых колес в пределах зазоров и упругостей, имеющихся в рулевом управлении, и в принципе являются вредными. Но величина смещения золотника, необходимая для его срабатывания, невелика (менее 1 мм) по сравнению с плечом h (*рис. 13.30*), вследствие чего указанные повороты колес оказываются весьма малыми.

Другая особенность работы усилителя заключается в том, что работающая полость силового цилиндра постоянно напрямую соединяется с напорной магистралью, а регулирование давления в ней происходит за счет изменения сопротивления вытеканию (дросселирования) жидкости из напорной магистрали в сливную. Такая организация рабочего процесса позволяет регулировать давление в силовом цилиндре независимо от того, идет ли наполнение работающей полости (поворот колес), опорожняется ли она (возвращение колес в среднее положение), или объем работающей полости цилиндра постоянен (движение автомобиля по прямой или по кругу). Например, если автомобиль движется по кругу влево, то давление в левой полости цилиндра будет установлено в соответствии с уравнением (13.2). Если при этом водитель отпустит рулевое колесо, то усилитель под действием центрирующей пружины выключится из работы, давление в левой полости станет равным давлению слива, а управляемые колеса будут возвращаться в среднее положение под действием стабилизирующего момента с некоторой угловой скоростью ω.

Если водитель будет возвращать рулевое колесо в среднее положение со скоростью меньшей, чем $\omega \cdot U_{р.у}$, то давление в левой полости будет по мере уменьшения угла поворота уменьшаться в соответствии с уменьшающимся при этом стабилизирующим моментом.

Если же водитель вернет рулевое колесо в среднее положение резко, рывком, то в начальный момент давление в левой полости упадет до нуля, но тут же оно начнет подниматься в правой полости силового цилиндра. Такое переключение усилителя произойдет вследствие большой величины инерционного момента M_j, препят-

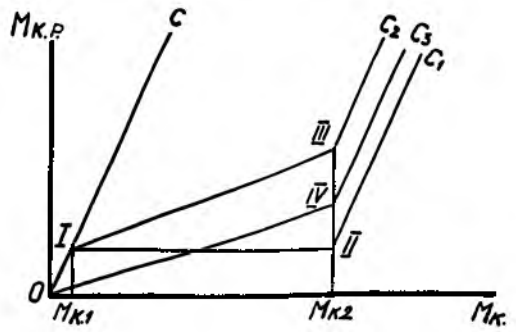


Рис. 13.31. Рабочие характеристики гидравлических усилителей

ствующего резкому нарастанию скорости вращения управляемых колес вокруг оси поворота. В конце, когда водитель, опять же резко, остановит вращение рулевого колеса, снова произойдет переключение полостей силового цилиндра, и избыточное давление появится в левой полости, где оно будет в основном преодолевать стремление инерционного момента продолжать вращение колес вокруг осей их поворота.

Графическое изображение характеристики описанного усилителя показано на *рис. 13.31.* Луч *ОС* характеризует изменение момента $M_{р.к}$, прикладываемого водителем к рулевому колесу, в зависимости от величины момента $M_к$ в том случае, если усилитель рулевого управления отсутствует. При наличии усилителя в точке I величина момента $M_{р.к}$ становится достаточной для того, чтобы соответствующая ему сила P, действующая на рулевую тягу, преодолела силу предварительного натяга центрирующей пружины и включила усилитель. Диапазону изменения момента $M_к$ от значения $M_{к1}$ до $M_{к2}$ соответствует прямая I—II. В этом диапазоне происходит активное регулирование давления жидкости. В точке II указанное давление достигает предельного расчетного значения, на которое отрегулирован предохранительный клапан, устанавливаемый в насосе, после чего функция $M_{р.к} = f(M_к)$ выражается линией II—C_1, параллельной лучу *ОС*.

Описанный вариант конструкции усилителя имеет некоторое распространение, но не обеспечивает получение водителем информации о поведении автомобиля и о силах, действующих на его управляемые колеса (линия I—II горизонтальна, то есть величина $M_{р.к}$ не зависит от величины $M_к$). Последнее обстоятельство снижает четкость действий водителя, поэтому большее распространение получили усилители, в которых увеличение давления в силовом цилиндре сопровождается заметным увеличением силы P, а следовательно, и момента $M_{р.к}$.

Такое свойство усилитель приобретает, если снабдить его реактивными полостями *2* и *10*, связанными с исполнительными магистралями *24* и *25* посредством отверстий *19* и *23*. В этом случае при срабатывании усилителя давление, увеличивающееся в одной из полостей силового цилиндра, будет одновременно увеличиваться в соответствующей реактивной полости, где оно, воздействуя на торец золотника, создаст силу, складывающуюся с силой центрирующей пружины. Очевидно, что чем больше момент $M_к$, прикладываемый к управляемым колесам, тем больше давление жидкости в цилиндре и в соответствующей реактивной полости, тем больше будет крутящий момент $M_{р.к}$, воспринимаемый водителем через напряжения мышц рук.

Характеристика работы такого усилителя показана на *рис. 13.31* ломаной линий 0–I–III–C_2.

Важной особенностью усилителей является наличие зоны нечувствительности 0–I. Величина момента $M_{к1}$ определяется силой предварительного натяга центрирующей пружины, и с точки зрения уменьшения зоны нечувствительности величину этого натяга следует устанавливать небольшой. Однако, с другой стороны, силу предварительного натяга в рассмотренной конструкции необходимо задавать с тем расчетом, чтобы она превышала силу, необходимую для обратного вращения отпущенного рулевого колеса и обусловленную трением в рулевом механизме. Если этого не сделать, то изменения поворачивающего момента, прикладываемого к управляемым колесам со стороны дороги, не будут передаваться на руки водителя до тех пор, пока этот момент не достигнет заметной величины.

Если какая-либо внешняя сила вызовет поворот управляемых колес, то при достаточно большой ее величине произойдет включение усилителя, действие которого будет противостоять действию внешней силы. Если при этом сила, вызвавшая включение усилителя и действующая на передний конец *1* рулевой тяги, после его включения будет меньше силы, необходимой для обратного вращения рулевого механизма, то водитель не ощутит через рулевое колесо изменения внешней ситуации.

В некоторых (особенно устаревших) конструкциях для упрощения отказывались от центрирующих пружин. В этом случае происходит много необоснованных включений усилителя от взаимодействия колес с небольшими дорожными неровностями и исключается передача на рулевое колесо малых значений стабилизирующего момента. Характеристика таких усилителей показана на *рис. 13.31* ломаной линией 0–IV–C_3.

Уменьшить зону нечувствительности, сохранив одновременно передачу на рулевое колесо достаточно малых воздействий дороги на управляемые колеса можно, если установить распределитель не в продольной рулевой тяге, то есть после рулевого механизма, а перед

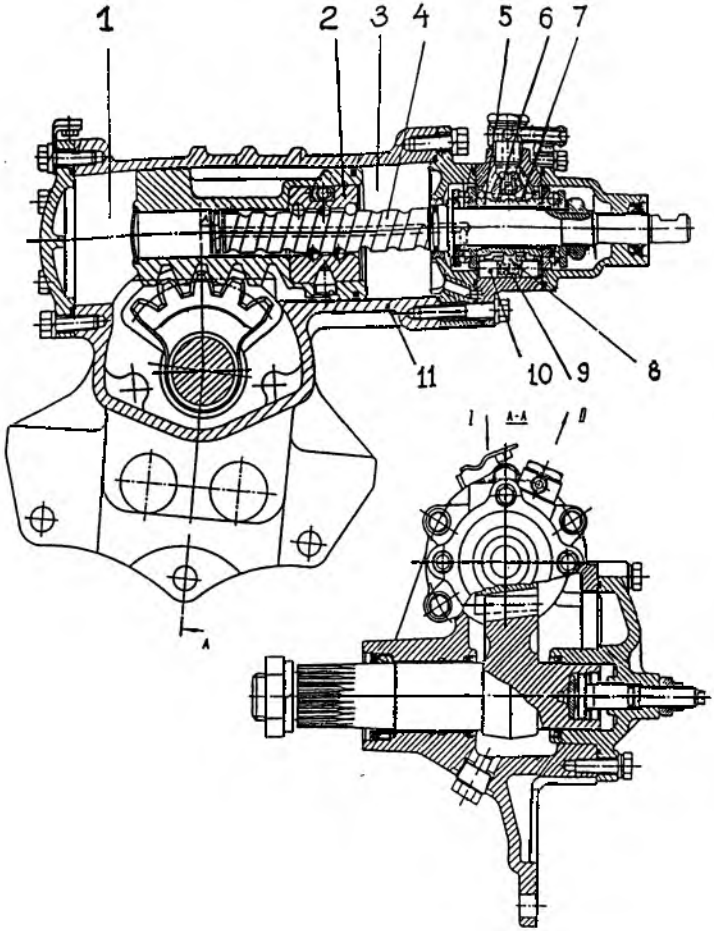


Рис. 13.32. Гидравлический усилитель рулевого привода

ним, как это сделано в конструкции, показанной на *рис. 13.32.* В этом случае для перемещения золотника *5* торцевые опоры винта *4* рулевого механизма выполнены так, чтобы винт имел небольшое осевое перемещение под действием реактивной силы, прикладываемой к нему со стороны гайки *2.* Эта сила обусловлена тем, что гайка, смещаемая винтом влево или вправо, отталкивает винт в противоположном направлении. Работает золотник подобно золотнику, показанному на *рис. 13.30.* Напорная магистраль *8* подведена к нему посередине. Левая проточка *6* золотника соединена с правой полостью *3* силового цилиндра *11*, правая проточка *7* – с левой полостью *1.* Шесть центрирующих пружин *9*, расположенных в каналах, параллельных оси вала, распирают двенадцать реактивных плунжеров *10*, прижимая их к внутренним кольцам подшипников и одновременно к корпусу си-

лового цилиндра и к крышке распределителя. Винт сдвигается в осевом направлении только после того, как сила его взаимодействия с гайкой превысит силу предварительного сжатия пружин. Внутренние торцы плунжеров находятся в полости, связанной с напорной магистралью, и являются реактивными поверхностями. Дополнительным преимуществом такой конструктивной схемы является то, что трение в рулевом механизме, на которое распределитель, расположенный в рулевой тяге, не реагирует, теперь является для него частью момента сопротивления повороту колес $M_к$, в результате чего эффективность усилителя возрастает.

В пределах смещения золотника относительно корпуса распределителя рулевое колесо и управляемые колеса имеют кинематически независимое перемещение. Это перемещение мало, но все же создает некоторую нечеткость работы рулевого управления. С целью уменьшения этой нечеткости для перемещения золотника используют не осевое перемещение деталей рулевого управления, а вращательное движение рулевого вала. Положительный эффект здесь достигается за счет того, что при такой конструкции удается получить перемещение золотника, достаточное для срабатывания усилителя, при меньшем угле поворота рулевого колеса. Золотники такого типа называются тангенциальными.

Конструкции распределителей с тангенциальными золотниками более сложны, иногда в них не удается создать реактивные полости, но, в силу указанного выше достоинства, применение таких распределителей в настоящее время расширяется. На *рис. 13.33 а* показано такое золотниковое устройство. Вращающийся золотник *б* жестко присоединен правым концом к рулевому валу. Корпус золотника *2*, являющийся одновременно выходным валом усилителя, посредством пальца *1* соединен с рулевым

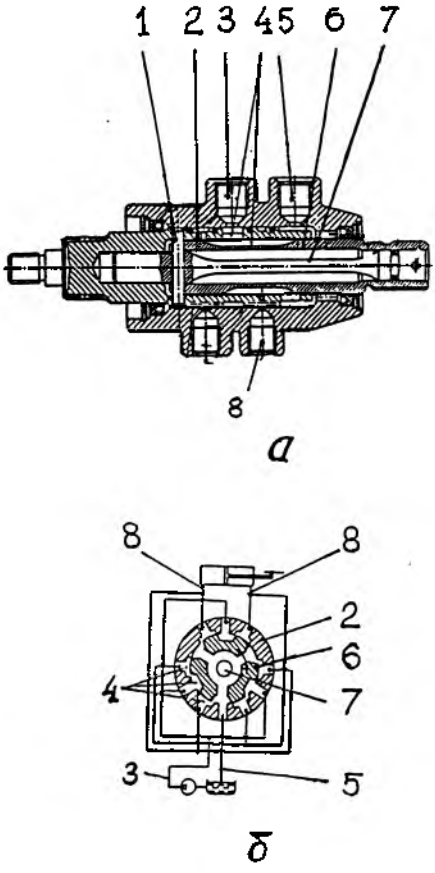


Рис. 13.33. Тангенциальный золотниковый распределитель (*а*) и схема распределения потоков жидкости (*б*)

валом через торсион *7*. При передаче крутящего момента торсион упруго закручивается и золотник смещается в окружном направлении относительно корпуса. В телах золотника и корпуса расположены каналы *4* (*рис. 13.33 а, б*), связывающие напорную магистраль *3* с исполнительными магистралями *8* и со сливной магистралью *5*. При повороте золотника относительно корпуса щели, связывающие между собой каналы корпуса и золотника, изменяют свое проходное сечение аналогично тому, как это происходит в описанном ранее распределительном устройстве с осевым золотником. Так же как и при осевом золотнике, величина проходного сечения щелей определяет величину рабочего давления жидкости в исполнительных магистралях. Каждой величине проходного сечения щелей соответствует определенный угол закрутки торсиона, который, в свою очередь, соответствует определенной величине крутящего момента, прикладываемого к рулевому колесу.

В данной конструкции предусмотрены три комплекса одноименных щелей, то есть фактически распределитель состоит из трех работающих параллельно распределителей. Такое решение дополнительно увеличивает чувствительность распределителя, так как позволяет получить необходимое суммарное изменение проходного сечения щелей при втрое меньшем угле поворота рулевого колеса.

Необходимо отметить, что многие описания усилителей рулевого привода, к сожалению, грешат ошибками, которых при изучении данного материала необходимо избежать. Часто утверждается, будто усилитель обязательно включается в начале каждого поворота рулевого колеса и обязательно выключается после его остановки. Эта ошибка основывается на игнорировании того обстоятельства, что золотник усилителя фактически реагирует не на перемещение элементов рулевого управления, а на силы или моменты, вызывающие эти перемещения. Детали рулевого управления могут двигаться, а усилитель при этом может и не включаться. Но если силы и моменты, действующие на эти детали, достигнут необходимой величины, он включится и при неподвижном рулевом колесе. С другой стороны, как отмечалось выше, на повернутые управляемые колеса автомобиля практически всегда действует достаточно большой стабилизирующий момент. Поэтому усилитель почти никогда не выключается после окончания поворота управляемых колес. Иначе говоря, усилитель, по существу, реагирует не на кинематический фактор, а на силовой.

Вторая ошибка, являющаяся продолжением и разновидностью первой, заключается в утверждении, что усилители без реактивных полостей имеют лишь «кинематическое следящее действие», а усилители, имеющие реактивные полости, обладают еще и «силовым следящим действием». При этом упрощенным термином «следящее действие» заменяется более правильный термин «отрицательная обратная связь».

И в том и в другом случае отрицательная обратная связь действительно осуществляется золотником, который принципиально

не может работать без перемещения относительно корпуса. Поэтому, формально рассуждая, можно считать, что в обеих конструкциях обратная связь кинематическая. Но такое рассуждение по сути совершенно неверно, так как подменяет назначение обратной связи способом ее реализации. На самом деле отрицательная обратная связь осуществляет согласование между давлением жидкости в силовом цилиндре и крутящим моментом, который необходимо прикладывать к управляемым колесам, то есть фактически является силовой. Очевидно, что если бы для реализации обратной связи были бы применены не золотники, а какие-либо другие устройства, чье срабатывание не сопровождалось бы перемещением их элементов, то никаких рассуждений о некоем специальном «кинематическом следящем действии» не возникало бы, хотя суть отрицательной обратной связи осталась бы неизменной.

На самом деле отличие между золотниковыми распределителями с реактивными полостями и без них заключается в следующем. При отсутствии реактивных полостей вся сила, определяющая величину поворачивающего момента, прикладываемого к управляемым колесам, создается штоком силового цилиндра, а вся реактивная сила воспринимается опорой цилиндра (силой центрирующей пружины *12*, на *рис. 13.30*, передаваемой через продольную тягу, ввиду ее малости в данном случае можно пренебречь).

При наличии в распределителе реактивных полостей (*2* и *10* на *рис. 13.30*) давление жидкости в одной из них действует и на торец золотника, и на стенку корпуса распределителя. Сила, приложенная к корпусу распределителя, участвует в создании момента $M_к$, а реактивная сила, приложенная к золотнику, передается через рулевой механизм на руки водителя. Таким образом, водитель имеет возможность чувствовать дорогу.

В тех случаях, когда автомобиль совершает максимально крутой поворот, водитель поворачивает рулевое колесо до упора друг в друга специальных ограничительных поверхностей, предусматриваемых обычно в рулевом приводе. Усилитель воспринимает упор рулевого управления в ограничители как действие на управляемые колеса момента сопротивления повороту бесконечно большой величины и совершенно бессмысленно вынуждает насос длительное время развивать предельное давление. При этом режиме работы усилителя на насос и уплотнения действуют повышенные нагрузки, приводящие к сокращению срока их службы. Поэтому современные усилители часто снабжают гидравлическими клапанами, которые, открываясь вблизи крайних положений рулевого механизма, соединяют между собой напорную и силовую магистрали, выключая тем самым усилители из работы, что исключает перегрузки усилителя, практически не увеличивая минимальный радиус поворота автомобиля.

Силовой цилиндр может быть установлен в различных местах шасси автомобиля. Он может располагаться параллельно поперечной

тяге, как показано на *рис. 13.30*, или параллельно продольной тяге, действуя на один из рычагов поворотных кулаков. При таком расположении цилиндра рулевой механизм и шарниры продольной тяги нагружаются лишь относительно небольшой силой, создаваемой водителем. Но длина напорной магистрали в этом случае велика, причем значительную ее часть должны составлять гибкие шланги, которые, несмотря на наличие специальной оплетки, имеют упругую по- датливость. Недостаточная жесткость гидравлической системы может привести к возникновению недопустимых колебаний управляемых колес. Поэтому более совершенной считается конструкция, объединяющая поршень силового цилиндра с гайкой-рейкой винтореечного рулевого механизма (*рис. 13.32*) или с гайкой винтового кривошипного механизма. Если при этом и распределитель расположить на рулевом валу, то длина гибкого напорного шланга будет минимальна. Но и такой усилитель не лишен недостатков. Во-первых, рулевой механизм и продольная тяга должны в этом случае иметь увеличенные размеры и массу. Во-вторых, вал сошки рулевого механизма обязательно будет находиться в одной из полостей силового цилиндра, в силу чего его уплотнение будет испытывать весьма большие нагрузки.

Систему, в которой гайка рулевого механизма является поршнем силового цилиндра, а корпус распределителя, расположенного на рулевом валу, закреплен на картере рулевого механизма, иногда называют гидрорулем.

В некоторых случаях на тихоходных транспортных средствах, когда из-за компоновочных соображений затруднена механическая связь рулевого колеса и золотника с управляемыми колесами, применяют рулевые управления, в которых рулевое колесо взаимодействует только с золотниковым устройством, а оно связано с управляемыми колесами только при помощи гидравлических магистралей. В данных конструкциях дозирование расхода жидкости для поворота управляемых колес на требующийся угол осуществляется при помощи дозатора, который получает вращение от рулевого вала. Дозатор является, по существу, насосом, подающим необходимое количество жидкости в ту или иную полость силового цилиндра, поворачивающего управляемые колеса. Наличие дозатора не препятствует использованию в таких системах усилителей рулевого управления. Вследствие отсутствия в данном случае жесткой механической связи между рулевым колесом и управляемыми колесами, а также вследствие утечек жидкости в гидросистеме подобные конструкции не обеспечивают однозначности взаимного положения рулевого колеса и управляемых колес. Это обстоятельство сдерживает применение указанного технического решения на скоростных транспортных средствах.

13.8.2. Насосы гидравлических усилителей

Насос гидравлического усилителя должен быть высокопроизводительным, чтобы уже при невысокой частоте вращения вала автомобильного двигателя, приводящего насос, обеспечивать повороты рулевого колеса с требуемой быстротой. С другой стороны, насос, обладающий высокой производительностью при низкой частоте вращения, существенно увеличивает ее при высокой частоте вращения. Но во многих случаях при высокой частоте вращения от насоса вообще не требуется никакого расхода жидкости, например при прямолинейном движении автомобиля с высокой скоростью. Прокачка же, даже вхолостую, через усилитель большого количества жидкости требует увеличенного расхода энергии. Поэтому конструкция насосов дополнительно существенно усложняется введением устройства для регулирования расхода жидкости в широких пределах, в зависимости от потребности усилителя.

На *рис. 13.34* показана типичная конструкция насоса. Между двумя половинами корпуса зажат статор *5*, имеющий овальную внутреннюю рабочую поверхность специального профиля. На шлицах вала *6* установлен ротор *4*. Между ротором и статором расположена рабочая полость насоса, имеющая вид двух серпообразных объемов. В радиальных пазах ротора размещены, с возможностью скольжения, пластины *3*. Пластины прижимаются к статору центробежными силами и давлением жидкости, подаваемым в каналы *9*.

При вращении вала насоса на двух участках его рабочей полости происходит увеличение объема, заключенного между соседними пластинами. Это зоны всасывания *1*. На двух других сужающихся участках происходит вытеснение рабочей жидкости по каналу *10* в полость *19*. Это зоны нагнетания *2*. Насосы, имеющие такую конструкцию, называются лопастными, пластинчатыми или шиберными.

Наличие двух симметрично расположенных полостей нагнетания уравновешивает силы давления жидкости на ротор, что позволяет использовать консольный приводной вал малого диаметра. Последнее обстоятельство, в свою очередь, дает возможность уменьшить размеры ротора и статора, уменьшить радиусы трения ротора и пластин о поверхности статора, снизить потери на трение и повысить долговечность насоса.

Одна боковая стенка рабочей полости насоса образована поверхностью его корпуса. Другая боковая стенка образована шайбой *20*, которая прижимается к ротору силой давления жидкости в полостях *17* и *19*, а также пружиной *16*. Такое техническое решение применено с целью уменьшения силы трения ротора о боковые стенки на тех режимах работы насоса, когда насосу не требуется создавать большое давление.

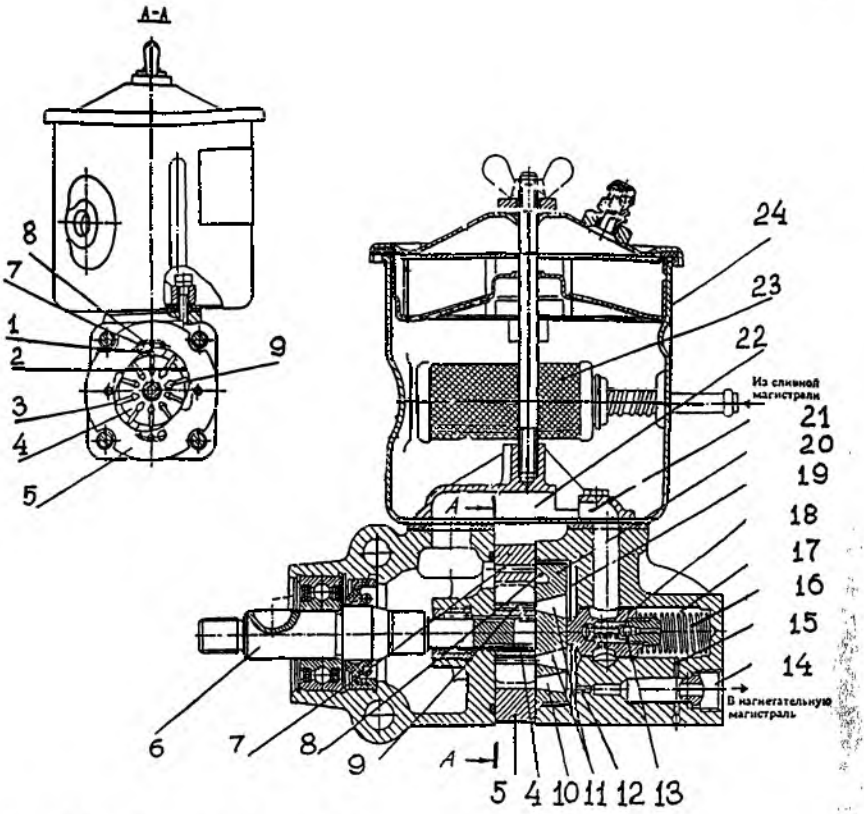


Рис. 13.34. Пластинчатый насос гидравлического усилителя

С той же целью снижения излишнего сжатия рабочих поверхностей давление жидкости под пластины *3* подводится по каналам *9* и *11* только в зонах нагнетания.

В силу объясненной ранее необходимости иметь высокую производительность насоса при минимальной частоте вращения, при высокой частоте вращения он создает расход жидкости, намного превосходящий потребности усилителя. Вследствие этого даже при центральном, открытом положении золотника усилителя на этом режиме работы в полости *19* создавалось бы большое давление, а насос потреблял при этом повышенную мощность. Для устранения этого применен перепускной клапан *18*. При большом расходе жидкости усилителем, например при открытом золотнике, вследствие наличия гидравлического сопротивления в калиброванном отверстии *12* давление в полости *17* станет меньше, чем в полости *19*, что приведет к открытию перепускного клапана *18*. Следствием его открытия явится перепуск жидкости в резервуар по короткому пути

с минимальным сопротивлением, из-за чего давление в полости *19* снизится при одновременном снижении потребляемой насосом мощности.

Если золотник усилителя начнет сдвигаться, уменьшая проходное сечение своих щелей, то расход жидкости снизится, что вследствие снижения скорости жидкости в отверстии *12* приведет к повышению ее давления в канале *14* и полости *17*. Перепускной клапан *18* начнет прикрываться, устанавливая в полости *19*, а следовательно, и в канале *14* то давление, которое необходимо в данный момент усилителю.

Многие, особенно старые, конструкции усилителей не имеют клапанов, соединяющих напорную и сливную магистрали при крайних положениях рулевого управления. В этом случае водитель, желая совершить крутой поворот автомобиля, доведет рулевое управление до упора и будет продолжать прикладывать к рулевому колесу большой крутящий момент, удерживая золотник усилителя в закрытом положении. В силу того что при этом насос окажется соединенным только с одной замкнутой полостью силового цилиндра, поршень которого будет неподвижным, насос начнет создавать чрезмерное давление, а перепускной клапан *18* не сработает ввиду отсутствия расхода жидкости через отверстие *12*. Для предупреждения этой недопустимой ситуации в конструкции предусмотрен предохранительный клапан *13*. Его проходное сечение невелико, и он не в состоянии обеспечить перепуск большого количества жидкости, но этого и не требуется, так как данный клапан является, по существу, устройством, управляющим перепускным клапаном *18*. После открытия клапана *13* жидкость начнет течь в канал *21*. При этом из-за сопротивления потоку жидкости в отверстии *15* ее давление в полости *17* снизится, что приведет к открытию перепускного клапана *18*, обладающего большим проходным сечением.

Большие скорости потока жидкости в насосе и невозможность выполнить его каналы с большими радиусами кривизны вынудили конструкторов применить специальные мероприятия, уменьшающие вероятность возникновения гидродинамической кавитации. Очевидно, что кавитация не может возникнуть в напорной части насоса, где имеется избыточное давление. Во всасывающей же части необходимо уменьшать сопротивление течению жидкости с целью снижения величины разрежения. Поэтому фильтр *23* устанавливается не на выходе из резервуара *24*, как обычно, а на его входе, что требует соблюдения чистоты при вскрытии резервуара. Для увеличения проходного сечения жидкость подается в зону всасывания *1* не только со стороны корпуса, но и со стороны шайбы *20*, в которой предусмотрены выемки *8*, а в теле статора отверстия *7*.

При работе насоса с высокой частотой вращения большая часть жидкости не направляется в напорную магистраль, а перепускается в резервуар. Для использования кинетической энергии перепускае-

мого потока с целью снижения разрежения на входе в насос выходной патрубок *21* располагают напротив входного патрубка *22*.

Помимо описанного лопастного насоса находят применение шестеренчатые насосы как с наружным, так и с внутренним зацеплением.

Довольно часто встречаются насосы с героторным зацеплением (*рис. 13.35*). Такие насосы, с одной стороны, можно рассматривать как частный случай шестеренчатого насоса с внутренним зацеплением, в котором наружная шестерня имеет на один зуб больше, чем внутренняя. С другой стороны, героторное зацепление, в отличие от эвольвентного, является цевочным (цевочным называется зубчатое зацепление, при котором профиль зубьев, по крайней мере одной из деталей, образован дугой окружности).

Показанное на *рис. 13.35* расположение полостей всасывания и нагнетания соответствует вращению шестерен по часовой стрелке.

На грузовых автомобилях особо большой грузоподъемности, движение которых без работающего усилителя невозможно, обычно применяют дополнительный, аварийный привод насоса от электродвигателя. Он автоматически включается при аварийной остановке двигателя автомобиля. Иногда аварийный привод насоса осуществляется от колес автомобиля. В особо ответственных случаях применяют дублирование усилителей. Автомобиль снабжается двумя усилителями, каждый из которых имеет свои основной и аварийный насосы, отдельные независимые распределители и силовые цилиндры.

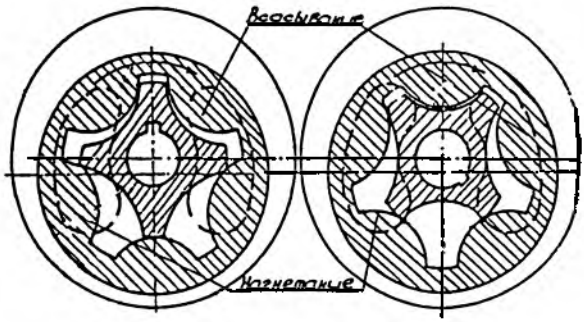


Рис. 13.35. Шестеренчатый насос с героторным зацеплением

13.8.3. Электрические усилители

Имеющие подавляющее распространение гидравлические усилители рулевого привода не лишены недостатков. В частности, желательно, чтобы усилитель изменял свою эффективность в зависимости от скорости движения автомобиля и скорости вращения рулевого колеса, мог учитывать, например, действующее на автомобиль боковое ускорение и т.д. Оптимальным путем решения таких

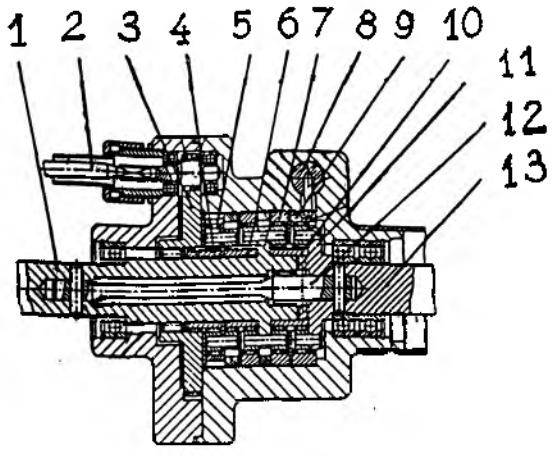


Рис. 13.36. Электрический усилитель рулевого приводпа

задач является использование электронной переработки информации. С электронными управляющими устройствами целесообразно сочетать электрические усилители рулевого привода.

Пример такой конструкции показан на *рис. 13.36.* Электродвигатель, обладающий необходимым быстродействием и широким диапазоном регулирования, через гибкий (для удобства компоновки) вал *2* и шестерню *3* приводит солнечную шестерню *4* первого планетарного ряда. Эпициклическая шестерня этого ряда *5* соединена с корпусом через механизм выключения, позволяющий отключать усилитель, например, в случае его неисправности. Водило первого планетарного ряда приводит в движение солнечную шестерню *6* второго ряда, а водило второго ряда, объединенное с водилом третьего планетарного ряда, вращает вал рулевого механизма *1.* Вал рулевого колеса *13* соединен с валом рулевого механизма при помощи торсиона *12.* При передаче крутящего момента торсион закручивается, и вал рулевого колеса смещается относительно вала рулевого механизма. Для преобразования относительного смещения двух вращающихся валов в перемещение датчика *8,* управляющего электродвигателем, использованы два планетарных ряда с общим солнечным колесом *10.* Эпициклическое колесо *7* установлено в корпусе неподвижно. Если валы *1* и *13,* вращаясь, остаются неподвижными относительно друг друга, то колесо *9* занимает постоянное положение относительно колеса *7.* Но если валы *1* и *13* вследствие закрутки торсиона изменят свое взаимное положение, то колесо *9* сместится относительно колеса *7,* то есть относительно корпуса, приводя в действие датчик *8.* Для предотвращения поломки торсиона предусмотрены торцевые упоры *11,* ограничивающие передаваемый торсионом крутящий момент.

Глава 14. ТОРМОЗНЫЕ УПРАВЛЕНИЯ

14.1. Назначение тормозного управления

Тормозное управление автомобиля предназначено для выполнения двух родственных функций – торможения автомобиля с задаваемой водителем интенсивностью с целью снижения скорости или поддержания ее в заданных пределах (например, при движении под уклон) и удержания автомобиля в остановленном состоянии.

Процесс торможения движущегося автомобиля заключается в создании искусственного сопротивления этому движению. Обычно (за исключением рекордных автомобилей, для торможения которых могут использоваться парашютные системы) уменьшение скорости автомобиля вплоть до его полной остановки осуществляется путем создания реактивных тормозных сил в контакте колес с дорогой, направленных в сторону, противоположную движению. Тормозные силы создаются и для удерживания автомобиля на месте. В свою очередь, возникновение тормозной силы достигается за счет торможения колеса специальным, обычно фрикционным, устройством – тормозным механизмом. Именно в тормозных механизмах в большинстве случаев торможения автомобиля происходит поглощение энергии.

Наиболее высокая эффективность требуется от тормозного управления при экстренных торможениях (экстренным называется торможение с целью максимально быстрого уменьшения скорости). Именно на такие режимы должно быть рассчитано тормозное управление, хотя они составляют не более 1—3% от общего числа включений тормозов и тем реже встречаются, чем выше квалификация водителя.

14.2. Требования к тормозным управлениям

Моментом начала торможения при анализе работы тормозных управлений считается начало воздействия водителем на орган управления (нажатие на педаль). Снижение скорости автомобиля при этом начинается с некоторым запаздыванием, поскольку требуется некоторое время, в течение которого тормозная сила увеличится от нуля до необходимой величины. Это время в зависимости от

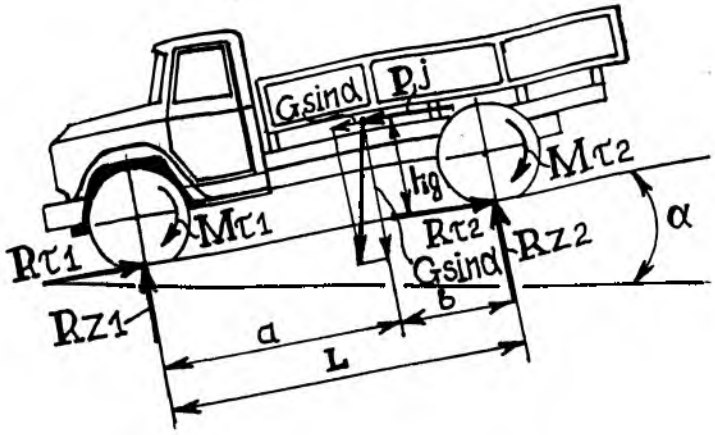


Рис. 14.1. Силы, действующие на автомобиль при его торможении

типа автомобильного транспортного средства и его тормозного управления может составлять от 0,15 до 1,5 секунды. На *рис. 14.1* показано, как возникшие по истечении этого времени тормозные силы $R_{\tau 1}$ и $R_{\tau 2}$, направленные против силы инерции P_j и составляющей веса автомобиля $G_a \cdot \sin\alpha$, препятствуют движению автомобиля (приводя к снижению его скорости или полной его остановке). Составляющая веса (скатывающая сила) в зависимости от знака и величины угла α может быть положительна, равна нулю или отрицательна, а сила инерции равна нулю при удержании автомобиля на месте и при равномерном движении на спуске.

Очевидно, что для получения больших замедлений нужны большие силы R_τ, для чего к колесам со стороны тормозных механизмов нужно подводить большие тормозные моменты M_τ. Однако величина R_τ зависит не только от величины тормозного момента, но и от условий сцепления колес с дорогой. Эти условия характеризуются силами сцепления, равными произведениям нормальных реакций на коэффициент сцепления, зависящий от типа и состояния дорожной поверхности и характеристик шин. На каждом колесе сила R_τ может изменяться в широких пределах, но не может превысить силы сцепления. Если же сила R_τ становится равной силе сцепления, то колесо прекращает вращение (блокируется или, как говорят, движется юзом), что отрицательно сказывается на долговечности шин, устойчивости и управляемости движения.

Перечисленные обстоятельства требуют точного дозирования тормозных моментов для обеспечения наиболее эффективного в конкретных условиях процесса торможения автомобиля. Однако дело осложняется тем, что переменной является не только величина коэффициента сцепления колес с дорогой, но и вертикальная реакция R_z, действующая на каждое из колес. Из *рис. 14.1* видно,

что сила инерции P_j и составляющая веса $G_a \cdot \sin\alpha$ приложены в центре масс автомобиля, а уравновешивающие их силы R_τ — в плоскости дороги. Вследствие наличия плеча h_g при движении автомобиля на подъеме или на спуске, а также при торможении или разгоне происходит перераспределение нормальных реакций R_{z1} и R_{z2}. В общем случае соотношение этих реакций зависит от координат центра масс автомобиля, величины его колесной базы, угла продольного наклона дороги, продольного замедления и от других факторов. Таким образом, нормальная реакция колес, то есть та сила, которая при прочих равных условиях определяет максимально возможную тормозную силу, является функцией многих величин, из которых почти все переменны. Так, масса автомобиля и координаты центра масс изменяются при загрузке и разгрузке, вызывая так называемое статическое изменение нормальных реакций колес, а угол продольного уклона дороги и замедление автомобиля, непрерывно изменяющиеся в процессе движения, приводят к дополнительному динамическому перераспределению этих реакций.

При постоянном соотношении эффективности тормозных механизмов передних и задних колес только в частном случае может быть обеспечена наивысшая эффективность тормозного управления. При изменении условий будет происходить опережающая блокировка каких-либо (передних или задних) колес, тогда как возможности реализации тормозных сил на других колесах не будут полностью использованы. В этих условиях не удастся получить наибольшее возможное для данных условий движения замедление, при этом случай блокировки задних колес на скользкой дороге наиболее опасен, так как это может вызвать прогрессирующий занос автомобиля.

Поворот автомобиля вокруг вертикальной оси и уход с заданной полосы движения возможен и при меньших, чем предельные, тормозных силах. Например, так бывает при неодновременном срабатывании механизмов или при большой разнице действующих на правом и левом бортах тормозных сил. Потеря устойчивости движения может произойти при неправильной работе тормозных механизмов или, что бывает чаще, различии коэффициентов сцепления справа и слева, например, при попадании правых колес на замерзшую лужу около бордюра.

Важно также иметь возможность получения больших замедлений в течение всего времени длительного торможения или во время нескольких, следующих друг за другом энергичных торможений. На таких режимах тормозной механизм сильно нагревается, переводя в тепло кинетическую (или потенциальную при торможении на спуске) энергию автомобиля, что влечет за собой падение коэффициента трения и снижение тормозного момента. Подобное положение отрицательно сказывается как на величине тормозного пути, так и на устойчивости автомобиля при торможении из-за

часто имеющего место неодинакового изменения коэффициента трения в тормозных механизмах правого и левого бортов автомобиля.

В связи с изложенным, а также исходя из некоторых других очевидных положений, к тормозному управлению автомобилей предъявляются следующие основные требования:

1. *Высокая эффективность.* Она оценивается расстоянием, пройденным автомобилем за время торможения (тормозным путем), и обеспечивается небольшим временем срабатывания тормозного управления, достаточной величиной тормозных моментов и правильным распределением тормозных сил между передними и задними колесами.
2. *Обеспечение устойчивости автомобиля при торможении.* Это достигается, в частности, за счет синхронности срабатывания тормозных механизмов и равенства тормозных сил по бортам автомобиля.
3. *Высокая стабильность тормозных моментов, обеспечивающая выполнение предыдущих требований.* Для реализации этого требования необходимо, в частности, обеспечить хороший теплоотвод от поверхностей трения тормозных механизмов.
4. *Обеспечение пропорциональности между управляющим усилием водителя и тормозным эффектом на всех режимах торможения и растормаживания.* Это требование часто определяют термином «следящее действие».
5. *Удобство управления.* В частности, по действующим нормам расчетное замедление автомобиля должно обеспечиваться при усилии водителя на педаль, не превышающем 500 Н для легковых и 700 Н для грузовых автомобилей.
6. *Повышенная надежность.* Так как тормозное управление играет определяющую роль в обеспечении активной безопасности транспортного средства, должно быть гарантировано сохранение работоспособности ряда его элементов в течение всего срока службы автомобиля, независимо от условий эксплуатации.

14.3. Структура тормозных управлений

Для выполнения тормозным управлением указанных выше требований автомобиль должен иметь несколько тормозных систем (тормозной системой автомобиля называется совокупность устройств, предназначенных для осуществления того или иного вида торможения), а именно:

— рабочую тормозную систему;
— стояночную тормозную систему;
— запасную тормозную систему;
— вспомогательную тормозную систему.

Назначение первых двух систем очевидно. Запасная тормозная система служит для остановки автомобиля в случае отказа рабочей тормозной системы. С целью упрощения конструкции отдельная (автономная) запасная система практически не применяется. Обычно ее роль выполняют оставшиеся исправными части рабочей системы или специальным образом спроектированная стояночная система. Часто на больших автомобилях для повышения надежности используют одновременно оба указанных технических решения.

Вспомогательная тормозная система предназначена для длительного поддержания постоянной скорости, в основном на затяжных спусках. Используемые в остальных тормозных системах фрикционные тормозные механизмы способны создавать большие тормозные моменты, однако при длительной работе перегреваются и резко снижают свою эффективность. Поэтому на некоторых типах автомобилей для поддержания безопасной скорости на длинных спусках приходится применять вспомогательные механизмы, так называемые тормоза-замедлители, обычно гидравлические или электрические.

С точки зрения их структуры в тормозных системах можно выделить источник (преобразователь) энергии, тормозной привод, исполнительные элементы и тормозные механизмы.

Источником энергии, обеспечивающим работу тормозной системы, называется совокупность устройств, вырабатывающих или преобразующих эту энергию. Компрессор или гидронасос, создающие давление рабочего тела (воздуха или жидкости), можно считать источниками энергии условно, поскольку они преобразуют механическую энергию автомобильного двигателя. На автомобилях, имеющих малую массу, для торможения используется мускульная энергия водителя. В других случаях возможно комбинированное использование мускульной энергии и энергии двигателя, например, за счет разрежения во впускном коллекторе двигателя, позволяющего применять вакуумные усилители.

Функциями тормозного привода являются передача энергии от источника к исполнительным элементам, ее дозирование для обеспечения торможения с необходимой интенсивностью и правильное распределение энергии между тормозными механизмами разных колес. Тормозные приводы различают по виду используемой в них энергии. Они бывают механическими и гидравлическими, пневматическими и гидропневматическими, а также электропневматическими.

Исполнительными элементами привода называются устройства, преобразующие давление используемого в приводе рабочего тела в приводную силу, предназначенную для приведения в действие тормозных механизмов.

Тормозным механизмом называется устройство, служащее для непосредственного создания искусственного сопротивления движению автомобиля. Для всех тормозных систем, исключая вспомогательную, роль тормозного механизма выполняют фрикционные

устройства с регулируемым моментом трения, создаваемым между вращающимися и неподвижными частями тормозных механизмов.

14.4. Тормозные механизмы

Фрикционные тормозные механизмы по виду вращающейся детали делятся на барабанные и дисковые, по типу неподвижной детали – на колодочные и ленточные. Наиболее распространены колодочные механизмы, ленточные иногда применяют в стояночных тормозных системах.

По месту установки тормозные механизмы подразделяют на колесные и трансмиссионные, последние, как правило, входят в стояночную тормозную систему.

14.4.1. Барабанные тормозные механизмы

На *рис. 14.2* показан барабанный тормозной механизм. Опорная деталь *3*, называемая тормозным щитом, жестко (клепкой или болтами) соединяется с балкой моста или при независимой подвеске – с деталью ее направляющего устройства. На щите установлены: рабочий цилиндр *2*, опорные болты *13* колодок, дополнительные опоры *7* колодок и регулировочные пластины *11*. На опорные болты *13* через шайбы *12* установлены колодки *1* и *5*. На автомобилях, имеющих относительно небольшую массу, применяют колодки, из-

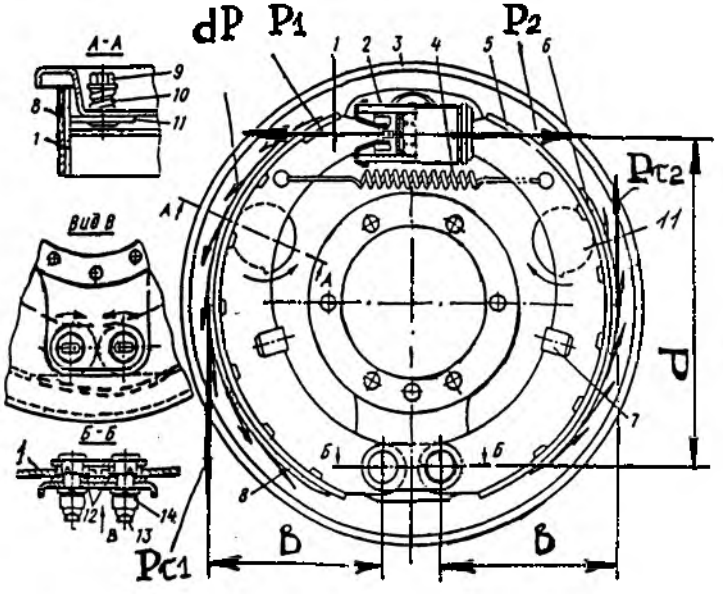


Рис. 14.2. Барабанный тормозной механизм

готовленные из двух листовых деталей. Узкая опора таких колодок не может предотвратить их поперечного (вдоль оси колеса) качания, для устранения которого применяются дополнительные опоры *7*. В показанной на *рис. 14.7* конструкции тормозного механизма тяжелого автомобиля колодки изготовлены литьем (иногда для их изготовления используют легкие сплавы). Большая величина опорных реакций вынуждает использовать широкие опоры *5* колодок. Такое устройство опор усложняет и удорожает конструкцию, но позволяет исключить вибрации колодок и обходиться без дополнительных опор колодок в поперечном направлении.

Противоположные опорам концы колодок взаимодействуют с разжимным устройством, в конструкции, показанной на *рис. 14.2*,— поршнями гидроцилиндра *2*. При появлении в цилиндре давления жидкости поршни прижимают колодки изнутри к тормозному барабану (на рисунке он не показан). При падении давления жидкости до атмосферного колодки возвращаются на прежнее место под действием стяжной возвратной пружины *4*. Для увеличения коэффициента трения и увеличения долговечности фрикционных пар колодки снабжаются фрикционными накладками *6* и *8*. Раньше накладки всегда крепились к колодкам с помощью заклепок, но так как накладки, во избежание повреждения рабочей поверхности барабана, можно изнашивать только до уровня заклепок, это сокращало срок службы накладок и приводило к неполному их использованию. Тормозные механизмы современных легковых и легких грузовых автомобилей имеют приклеенные накладки, но, выпускаемые в качестве запасных частей, иногда имеют отверстия под заклепки. Это связано с тем, что в эксплуатации не всегда имеются условия для наклеивания накладок. Если, как в случае, показанном на *рис. 14.7*, накладки отличаются большими размерами, то по технологическим соображениям их выполняют из двух частей.

Для установления нужной величины зазора между колодками и барабаном при сборке механизма, а также для компенсации увеличения зазора после изнашивания накладки применяют регулировки. Для конструкций, относящихся к типу, показанному на *рис. 14.2*, обычно их две, первую осуществляют за счет специального устройства шайб *12*. Эти шайбы имеют внешнюю цилиндрическую поверхность, эксцентричную относительно оси болтов *13*. На внутренней поверхности шайб имеются лыски, взаимодействующие с соответствующими лысками болтов, в результате чего при вращении болтов шайбы вращаются вместе с ними, а оси качания колодок описывают в пространстве цилиндрические поверхности, изменяя свое положение относительно рабочей поверхности барабана. Описанная регулировка позволяет при сборке механизма правильно выставить колодку относительно барабана. Шайбы находятся в месте, где возможна высокая влажность. Поэтому с целью уменьшения коррозии шайбы часто изготавливаются из латуни.

Вторая регулировка производится болтом *9*, жестко связанным с фигурной пластиной *11*, называемой улиткой, которая при вращении болта перемещает колодку *1*. Данная регулировка позволяет устанавливать необходимую величину зазора при сборке и поддерживать ее по мере изнашивания накладок.

Фиксация деталей после регулировки осуществляется гайками *14* и пружинами *10*. Регулировка зазора при помощи улитки требует определенной квалификации и увеличивает затраты, необходимые для обслуживания автомобиля. Поэтому на современных автомобилях она заменена автоматической.

В показанной на *рис. 14.7* конструкции тормозного механизма тяжелого автомобиля для осуществления сборочной регулировки цилиндрическая поверхность опорного пальца *5*, с которой взаимодействует колодка, выполняется эксцентрично относительно оси пальца. Такая регулировка довольно груба, так как не учитывает изменения радиуса барабана в результате его изнашивания и расточки, производимой время от времени с целью устранения нецилиндричности рабочей поверхности барабана, образовавшейся в результате изнашивания. Гораздо лучший результат как с точки зрения сокращения времени приработки новых накладок, так и с точки зрения повышения эффективности тормозов в период этой приработки дает индивидуальная обточка пары накладок, закрепленных на колодках под конкретный размер барабана, перед сборкой тормозного механизма.

На *рис. 14.3* показана конструкция тормозного механизма, в которой колодка имеет две степени свободы. Она может вращаться, перекатываясь по опоре, и, независимо от этого скользить вдоль опоры. При таком техническом решении колодка во время срабатывания тормозного механизма самоустанавливается относительно барабана, в результате чего отпадает необходимость в первой сборочной регулировке. Недостатком описанной конструкции является отсутствие жесткой фиксации колодок, из-за чего они склонны к вибрациям. Такие конструкции применяются обычно только на легких автомобилях.

На *рис. 14.2* показано, что при вращении тормозного барабана против часовой стрелки (такое направление вращения будем принимать и в дальнейших рассуждениях) его взаимодействие с колодками приводит к возникновению на поверхности накладок элементарных сил трения dP. Ради упрощения изложения примем, что равнодействующие элементарных сил $P_{\tau 1}$ и $P_{\tau 2}$ приложены посередине колодок. Очевидно, что на левой колодке крутящий момент от сил трения – $b \cdot P_{\tau 1}$ сложится с крутящим моментом от приводной силы – $a \cdot P_1$, а на правой колодке крутящий момент от сил трения – $b \cdot P_{\tau 2}$ будет вычитаться из крутящего момента приводной силы – $a \cdot P_2$. Таким образом, левая колодка будет работать с самоусилением (она называется активной), а правая – с самоослаблением (она

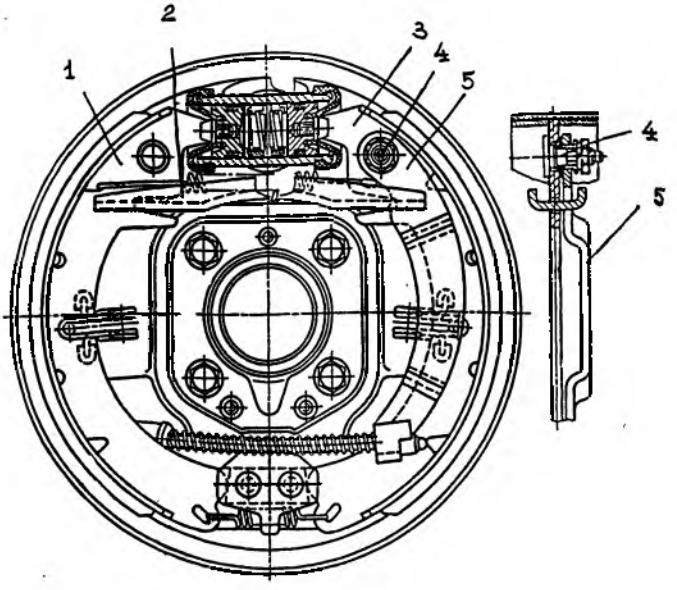


Рис. 14.3. Барабанный тормозной механизм с плавающими колодками

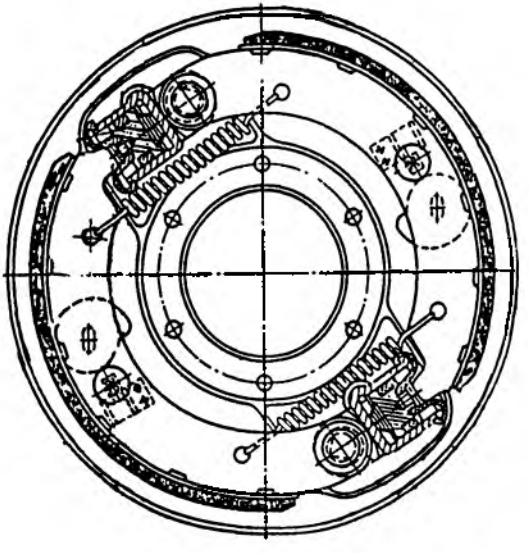


Рис. 14.4. Барабанный тормозной механизм с разнесенными рабочими цилиндрами

называется пассивной). Для того чтобы накладки обеих колодок изнашивались примерно одинаково, их часто (как показано на *рис. 14.2*), делают разной длины.

Эффект самоусиления весьма важен для работы барабанных тормозных механизмов. Самоусиление активной колодки по величине больше, чем самоослабление пассивной, что приводит к увеличению общего момента трения всего механизма.

Самоусиление тормозного механизма можно увеличить, применив разнесенные рабочие цилиндры (*рис. 14.4*). Такое решение позволяет повысить момент трения примерно на 40% по сравнению с механизмом, показанным на *рис. 14.2*, но только при движении автомобиля вперед. При движении автомобиля назад момент трения будет существенно меньше. Поскольку на многих автомобилях из-за динамического перераспределения нормальных реакций требуется устанавливать впереди более мощные тормозные механизмы, чем сзади, одновременное применение тормозных механизмов, показанных на *рис. 14.4* (на передних колесах) и *рис. 14.2* (на задних колесах), позволяет обеспечить высокую степень унификации тормозных механизмов, использующих одинаковые тормозные барабаны, колодки, пружины, поршни и их уплотнения.

Тормозной механизм, показанный на *рис. 14.5*, отличается еще большей эффективностью, чем предыдущие. Колодка *1*, называемая

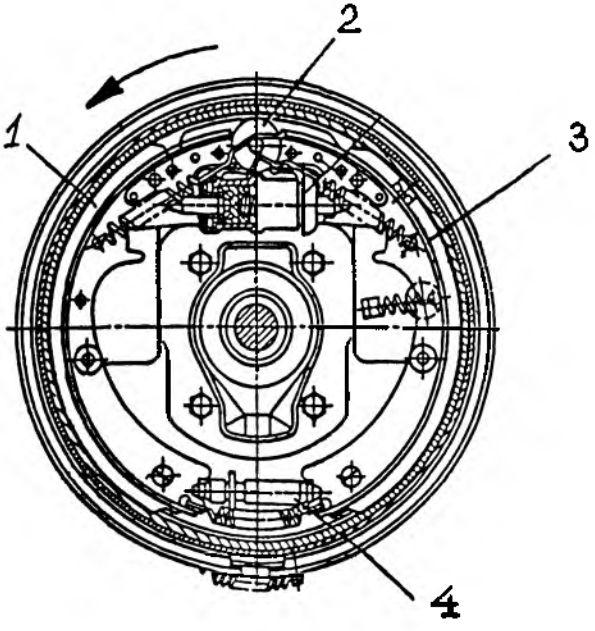


Рис. 14.5. Барабанный тормозной механизм с большим самоусилением (со связанными опорами колодок)

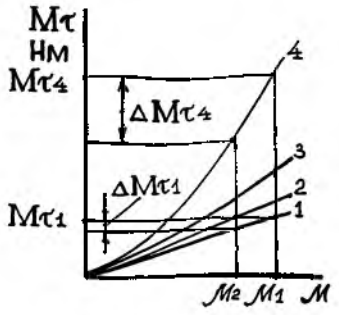


Рис. 14.6. Влияние коэффициента трения на развиваемый тормозным механизмом момент
1 — механизм без самоусиления; 2 — барабанный механизм с одним разжимным устройством; 3 — барабанный механизм с двумя разжимными устройствами; 4 — барабанный механизм со связанными опорами колодок $\mu_2 = 0{,}8\ \mu_1$

первичной, имеет индивидуальную возвратную пружину более слабую, чем пружина вторичной колодки *3*. При приложении к механизму разведения колодок приводного усилия первичная колодка первой коснется тормозного барабана и через регулировочный стержень *4* передаст свою опорную реакцию на вторичную колодку, для которой эта реакция окажется приводной силой. Опорная реакция вторичной колодки воспринимается упором *2*. Второй поршень в рабочем цилиндре служит для приведения в действие тормозного механизма при заднем ходе автомобиля.

В связи с тем что опорные реакции колодок намного больше приводных сил, создаваемых рабочими цилиндрами, данный механизм имеет весьма большое самоусиление и долгое время широко использовался на больших легковых автомобилях. Однако тормозным механизмам с большим самоусилением присущ крупный недостаток, который удобно объяснить с помощью *рис. 14.6*, на котором приведена зависимость тормозного момента $M_т$ от коэффициента трения μ пары «барабан—колодка» для различных тормозных механизмов. Из графика видна высокая эффективность тормозного механизма со связанными опорами колодок, но одновременно видна и большая зависимость создаваемого таким механизмом тормозного момента от коэффициента трения. Если тормозной момент $M_т$ механизма без самоусиления при уменьшении коэффициента трения, например на 20% уменьшается на эту же величину ($\Delta M_{т1} = 0{,}2\ M_{т1}$), то тормозной момент механизма с большим самоусилением $M_{т4}$ в тех же условиях снижается примерно на треть ($\Delta M_{т4} = 0{,}33\ M_{т4}$). Из этого можно сделать вывод о низкой стабильности механизмов с большим самоусилением. В случае, когда в тормозные механизмы одного борта автомобиля попадет, например, вода, снижающая коэффициент трения, такие тормозные механизмы становятся просто опасными, так как при торможении из-за большого неравенства бортовых тормозных сил автомобиль потеряет устойчивость. Поэтому после освоения вакуумных усилителей от использования подобных тормозных механизмов в качестве колесных отказались, хотя некоторое время они продолжали применяться как трансмиссионные стояночные тормозные механизмы, нестабильность которых не столь опасна.

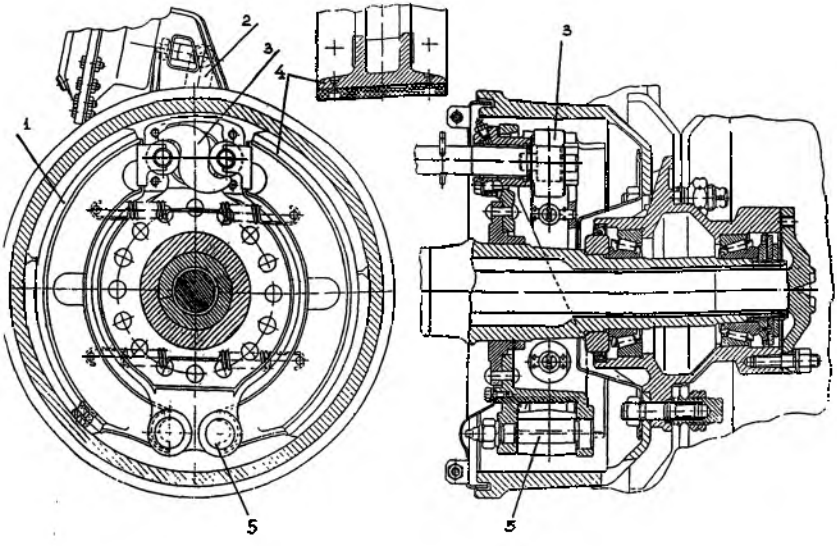


Рис. 14.7. Барабанный тормоз с рычажно-кулачковым разжимным устройством

14.4.2. Особенности конструкции разжимных устройств барабанных тормозных механизмов

В приведенных выше конструкциях барабанных тормозных механизмов привод (разведение) колодок осуществляется с помощью одностороннего или двустороннего гидравлического цилиндра. Такой способ естествен при использовании гидравлического привода тормозов. При иных типах привода используются другие механизмы разведения колодок (разжимные устройства).

При механическом и пневматическом приводе чаще всего используют рычажно-кулачковые разжимные механизмы. Пример такого механизма приведен на *рис. 14.7.* Шток пневматической камеры воздействует на рычаг *2*, который поворачивает вал кулака *3*, разжимающего колодки *1* и *4*. Эксплуатационная регулировка зазоров в тормозном механизме производится путем вращения кулака. Угол поворота кулака, необходимый для регулировки, довольно велик. Рычаг же не должен далеко отклоняться от положения, перпендикулярного штоку камеры, во избежание заметного уменьшения плеча действия силы, прикладываемой к нему со стороны этого штока. Поэтому вращение кулака при регулировке осуществляют не путем удлинения штока при помощи резьбового регулировочного устройства, что было бы проще, а за счет изменения положения вала кулака относительно рычага. Для этого, как показано на *рис. 14.8*, между рычагом и валом кулака встраивают червячный механизм.

При вращении червяка кулак поворачивается относительно неподвижного рычага и раздвигает колодки. Вал червяка *2* имеет несколько лунок *1*, в которые при вращении попадает подпружиненный шарик. Попадая в лунку, шарик издает характерный щелчок. Такое устройство имеет двойное назначение. Первое состоит в облегчении регулировки, так как ее в данном случае можно выполнить, подведя колодки вплотную к барабану, а затем повернуть вал червяка назад – на заранее установленное число щелчков. Второе назначение – фиксирование вала червяка после регулировки.

Тормозной механизм с кулачковым разжимным устройством на первый взгляд парадоксален с точки зрения самоусиления. С одной стороны, элементарные касательные силы трения, действующие на колодки со стороны барабана, должны создавать на одной колодке эффект самоусиления, а на другой колодке эффект самоослабления. Но, с другой стороны, разжимающий колодки кулак имеет два симметричных профиля, обуславливающих одинаковое перемещение и одинаковый износ колодок. По этому признаку данную конструкцию называют механизмом с равными перемещениями, в отличие от конструкции, показанной на *рис. 14.2*, которую называют механизмом с равными приводными силами. Если колодки имеют одинаковую длину и одинаковый износ, значит, они совершают одинаковую работу и, следовательно, у них отсутствует эффект самоусиления и самоослабления.

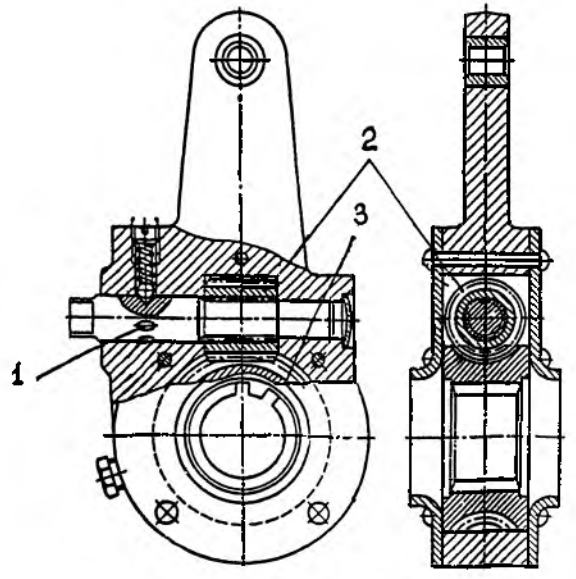


Рис. 14.8. Рычаг разжимного устройства барабанного тормоза с червячным регулировочным механизмом

Для уточнения этого вопроса рассмотрим приведенную на *рис. 14.9* схему нагружения разжимного кулака. Подводимый к кулаку крутящий момент $M_{кул}$ реализуется в виде суммы крутящих моментов $P_1 \cdot h + P_2 \cdot h = M_{кул}$, при этом оба слагаемых суммы вовсе не должны быть равны. Практически левая колодка *1*, имеющая самоусиление и в силу чего прижимающаяся к барабану сильнее из-за наличия упругой податливости барабана, накладки, колодки и т.п., ослабляет свое взаимодействие с кулаком, уменьшая силу P_1. Высвободившаяся вследствие этого сила перекладывается с левого профиля кулака на правый профиль, увеличивая силу P_2 и компенсируя имеющийся на правой колодке *2* эффект самоослабления, в результате чего тормозной механизм в целом начинает работать без самоусиления, а на опору кулака действует сила $P_2 - P_1$.

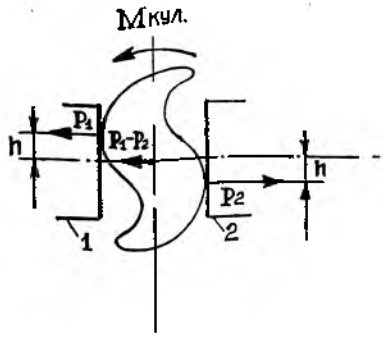


Рис. 14.9. Схема нагружения разжимного кулака барабанного тормоза

Однако странности рассматриваемого механизма на этом не кончаются. Несмотря на симметричный профиль кулака и логичность приведенных выше рассуждений, на практике наблюдается повышенный износ левой колодки по сравнению с правой, как это и должно было бы быть при наличии эффекта самоусиления-самоослабления. Данная странность объясняется большой величиной опорной силы $P_2 - P_1$ и консольной установкой кулака. Эти обстоятельства приводят к заметному упругому смещению кулака и, следовательно, к проявлению в реальных механизмах эффекта самоусиления-самоослабления, хотя и в меньшей степени проявляющегося.

Слабым местом кулачкового механизма разжима колодок является контакт «кулак — колодка». С одной стороны, здесь действуют очень большие силы. С другой стороны, весьма трудно обеспечить смазывание этого контакта и защиту его от грязи. Для уменьшения изнашивания колодки на ней укрепляют пластину, имеющую высокую твердость, а для повышения КПД между колодками и кулаком иногда, как в конструкции, показанной на *рис. 14.7*, ставят ролик. Однако существенного повышения КПД при этом достигнуть не удается из-за невозможности обеспечить большую величину диаметра ролика по сравнению с диаметром его оси. В итоге КПД рычажно-кулачкового разжима колодок остается низким и в случае сильного загрязнения механизма без ролика может иметь значение 0,6. Это обстоятельство в случае пневматического привода вынуждает для получения расчетной величины приводной силы колодок при-

менять пневматические камеры большего диаметра, что влечет за собой увеличение расхода сжатого воздуха и, что самое главное, увеличение и без того немалого времени срабатывания тормозов.

Альтернативой рычажно-кулачковому механизму разжима колодок является клиновой механизм. Конструкция барабанного тормозного механизма с пневматическим приводом и клиновым разжимным устройством показана на *рис. 14.10.* При поступлении сжатого воздуха в камеру *3* шток *2* давит на клин *1*, который через ролики *4*, уменьшающие трение, воздействует на плунжеры *5*. Плунжеры *5*, в свою очередь, через регулировочные устройства *8* приводят в действие толкатели *7* колодок. Сепаратор *6* определяет положение роликов при отсутствии давления воздуха в камере *3*.

Помимо увеличения быстродействия тормозов, что определяется в основном большей жесткостью механизма привода, механизмы с клиновыми разжимными устройствами имеют ряд других преимуществ по сравнению с механизмами с кулачковым разжимом. Клиновые разжимные устройства имеют меньшую массу, лучше приспособлены для автоматической регулировки, их проще защитить от грязи и воды, следовательно, трение в них будет меньше и стабильнее.

Недостаток клинового разжимного устройства состоит в большей стоимости и сложности производства. Это объясняется тем, что из-за конструктивной невозможности применения роликов большого диаметра в контактах «клин —ролик» и «ролик —плунжер» действуют очень большие контактные напряжения, требующие весьма высокой твердости поверхностей и высокой чистоты их обработки.

С точки зрения самоусиления тормозные механизмы с клиновым разжимным устройством могут быть спроектированы двумя способами. Если клин установить в жестких направляющих, то будет получен механизм с равными перемещениями, то есть без самоусиления. Если же применить плавающий, то есть свободно опирающийся на ролики клин, то получится механизм с практически равными приводными силами. Слово «почти» употреблено здесь вследствие того, что в таком варианте конструкции клин при работе будет немного наклоняться и, строго говоря, приводные силы не будут одинаковы.

Нетрудно видеть, что в первом варианте конструкции на клин, как и на кулак в механизмах с кулачковым разжимом, будет действовать большая поперечная сила, которая вынудит конструктора резко увеличить сечение клина и заставит применить массивные направляющие, в которых к тому же создастся большое трение. Очевидно, что такой вариант конструкции нерационален, и тормозные механизмы с клиновым разжимом выполняются с плавающим клином.

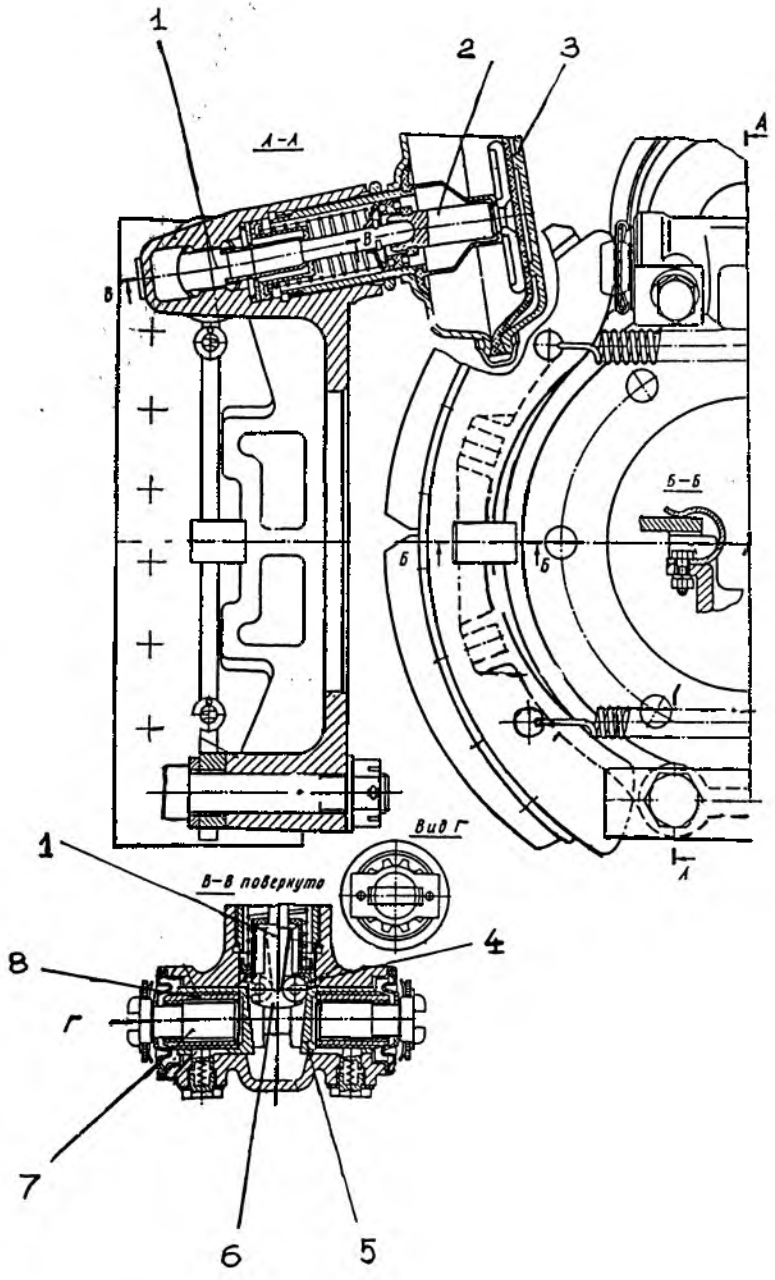


Рис. 14.10. Барабанный тормоз с одним клиновым разжимным устройством

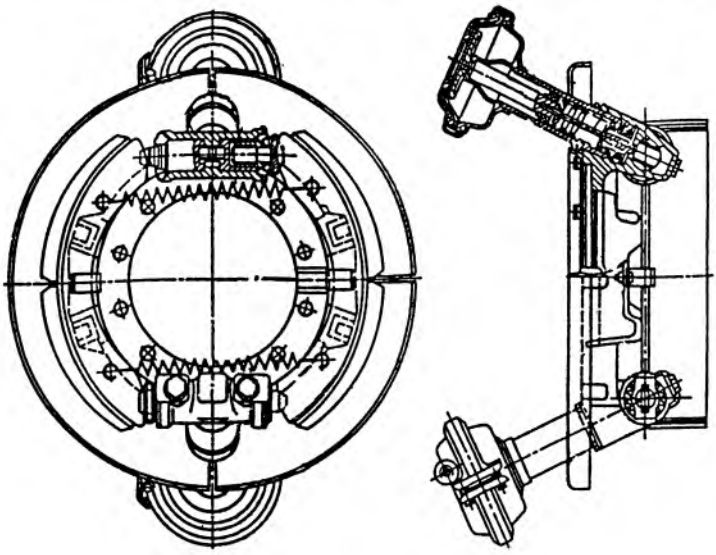


Рис. 14.11. Барабанный тормоз с двумя клиновыми разжимными устройствами

Имеется возможность повысить степень самоусиления механизмов с клиновым разжимом, выполнив их, как показано на *рис. 14.11*, с двумя клиньями. В этом случае каждый клин, в зависимости от направления вращения тормозного барабана, приводит только одну из колодок. Плунжер другой колодки при этом остается прижатым к корпусу и служит ее опорой.

В барабанных тормозных механизмах применяется еще один способ разжима колодок – рычажный. Он используется на малых автомобилях в стояночной тормозной системе для привода колодок независимо от рабочей тормозной системы. Как показано на *рис. 14.3*, рычаг *5* установлен на колодке *3* с возможностью вращения. Ось вращения рычага *4* выполнена в виде регулировочного эксцентрика. Рычаг верхней частью взаимодействует с планкой *2*, а нижней частью, с тросом, связанным с рукояткой привода стояночной тормозной системы. Планка *2* упирается в другую колодку *1*. При вытягивании троса рычаг *5* поворачивается и раздвигает колодки. Регулировка зазоров в приводе в данной конструкции осуществляется поворотом эксцентрика *4*, что позволяет после регулировки зазора между колодками и барабаном восстанавливать первоначальное положение рычага *5*.

Барабанные тормозные механизмы имеют весьма существенный недостаток, заключающийся в сложности обеспечения эффективного отвода выделяющегося при работе механизма тепла. Это объясняется несколькими обстоятельствами:

– внутренняя поверхность барабана примерно наполовину закрыта от охлаждающего воздуха фрикционными накладками;

— воздушный объем, заключенный внутри барабана, очень плохо обменивается с окружающим воздухом. Улучшить воздухообмен в данном случае затруднительно из-за опасности ухудшения грязезащиты тормозного механизма;
— ограниченная, хотя и неплохая, теплопроводность металлов не позволяет тепловому потоку быстро достичь внешней поверхности барабана.

В результате энергоемкость барабанных тормозных механизмов оказывается невысокой. Поэтому на скоростных автомобильных транспортных средствах барабанные механизмы постепенно вытесняются дисковыми.

14.4.3. Дисковые тормозные механизмы

Дисковые тормозные механизмы имеют ряд разновидностей. По типу вращающейся детали различают механизмы с вращающимся диском и с вращающимся корпусом. Последняя конструкция применяется чрезвычайно редко. Тормозные механизмы с вращающимся диском отличаются способом установки невращающейся детали. Различают механизм с неподвижной скобой и механизм с плавающей скобой.

Конструкция дискового механизма с неподвижной скобой при гидравлическом приводе тормозов приведена на *рис. 14.12.* На не-

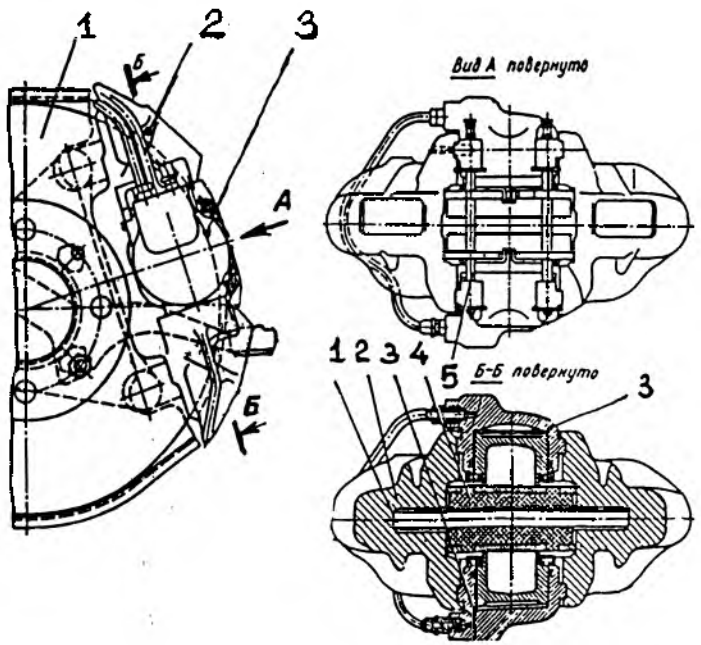


Рис. 14.12. Дисковый тормозной механизм с неподвижной скобой

большой дуге окружности диск *1* охвачен скобой *2*, в которой установлены два цилиндра *3*. Поршни цилиндров воздействуют на колодки с фрикционными накладками *4*. При увеличении в цилиндрах давления жидкости колодки прижимаются к диску, тормозя его. Сила трения, с которой вращающийся диск увлекает колодки, передается боковыми гранями колодок на скобу и далее на опорную деталь скобы — суппорт. От радиального смещения колодки удерживаются пальцами *5*. Плоская форма диска не требует большого зазора между ним и колодками в расторможенном состоянии. С другой стороны, размеры и масса колодок малы. Поэтому обычно возвратные пружины не применяются. Отвод колодок при снятии приводного усилия осуществляется за счет естественного торцевого биения диска.

Охватываемый колодками примерно на 15–20% своей площади, диск эффективно контактирует с охлаждающим его воздухом. При этом, в отличие от барабанных механизмов, с воздухом контактирует именно тот слой тела диска, который нагревается в наибольшей степени.

Существенно меньшая площадь накладок дисковых тормозов по сравнению с площадью накладок аналогичных по параметрам барабанных, приводит к тому, что кинетическая энергия затормаживаемого автомобиля преобразуется в тепло на меньшей площади, в результате чего рабочая температура дисковых тормозов оказывается заметно выше, чем барабанных. Для дополнительного охлаждения диска его часто (на больших машинах обязательно) делают вентилируемым, с внутренними радиальными каналами.

Высокая рабочая температура дисковых тормозов в сочетании с большим давлением в контакте «накладка —диск» требует применения специальных фрикционных материалов, более высокого качества резинотехнических изделий и рабочей жидкости. Для уменьшения теплопередачи в жидкость поршень дисковых тормозов почти всегда выполняют в виде стакана, обращенного краями к колодке. Такой прием уменьшает поверхность контакта поршня с колодкой. С целью снижения нагрева жидкости поршни дисковых механизмов иногда изготавливают из полимерных материалов.

В описанной конструкции скоба жестко прикреплена к суппорту. Однако более совершенной является конструкция, в которой скоба установлена с возможностью скольжения относительно суппорта вдоль оси колеса. Тормозной механизм с плавающей скобой показан на *рис. 14.13*. Преимуществами такой конструкции являются:

— меньшая масса;
— компоновочные достоинства (отсутствие второго цилиндра дает возможность сместить тормозной механизм внутрь колеса, что облегчает получение отрицательного плеча обкатки);
— меньшая температура тормозной жидкости (из-за отсутствия плохо охлаждаемого, закрытого колесом второго цилиндра).

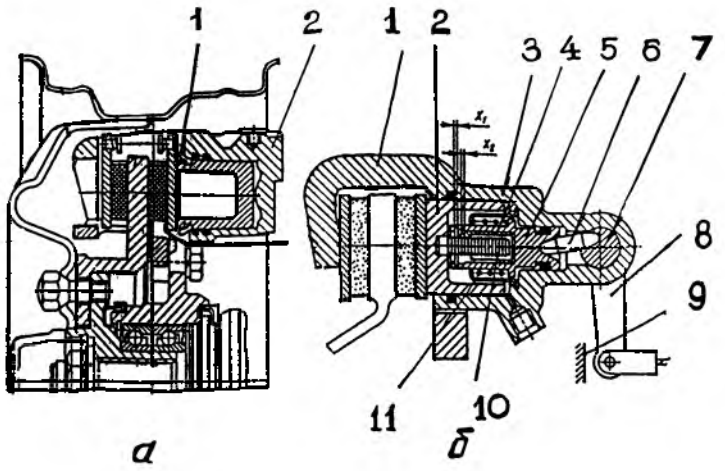


Рис. 14.13. Дисковый тормозной механизм с плавающей скобой

Механизмы с плавающей скобой не лишены и недостатков. Определенные трудности вызывает обеспечение скольжения скобы. С одной стороны, она должна скользить с минимальным трением для обеспечения одинаковой силы прижатия обеих колодок и собственного постепенного перемещения внутрь автомобиля по мере изнашивания наружной накладки. С другой стороны, скоба не должна свободно болтаться вдоль направляющих под действием вибраций.

Еще одним недостатком тормозных механизмов с плавающей скобой является сложная форма грязезащитного чехла (*1* на *рис. 14.13 а*), обусловленная тем, что он, располагаясь в весьма малом конструктивном объеме, должен иметь большое удлинение, вызываемое большим ходом поршня.

К общим недостаткам дисковых тормозов относится несколько меньший тормозной момент, создаваемый ими при прочих равных условиях, по сравнению с барабанными тормозами. Для смягчения указанного недостатка увеличивают силу прижатия колодок к диску путем увеличения диаметра цилиндра. Больший диаметр цилиндра приводит к необходимости подавать в цилиндр при торможении больший объем жидкости при том же ходе педали, чем уменьшает передаточное число тормозного привода, которое в данном случае могло бы быть увеличено из-за меньшего зазора между колодкой и диском и, следовательно, меньшего хода поршня.

Еще один недостаток дисковых тормозных механизмов заключается в их недостаточной защищенности от грязи. Возможности устранения этого недостатка ограничены, так как всякого рода щитки, чехлы и т.п. неизбежно ухудшают обдув диска воздухом. Особенно плохо обстоит дело с задними тормозными механизмами, постоянно подвергающимися воздействию пыли, поднятой передними коле-

сами автомобиля. В дисковых механизмах из-за недостаточности конструктивного объема, определяемого малыми размерами колодок, и необходимости обеспечения высокой жесткости скобы бывает трудно создать независимый механический привод стояночной системы. Поэтому широко используются смешанные системы, в которых задние колеса снабжаются барабанными тормозами, а передние – дисковыми. В первую очередь это относится к легковым автомобилям и особенно к переднеприводным, у которых вследствие меньшей величины вертикальной реакции колес к задним тормозным механизмам не предъявляются требования высокой энергоемкости.

В тех конструкциях, где дисковый тормозной механизм все же используется как в качестве рабочего, так и в качестве стояночного, наиболее часто, как показано на *рис. 14.13 б*, привод стояночной системы воздействует не на колодки, а на поршень гидравлического привода. Такое техническое решение не лишено недостатков. При торможении автомобиля рабочей системой плунжер *5* давлением жидкости выталкивается из цилиндра с большой силой. Для восприятия этих нагрузок применен упор *9*, однако его наличие требует введения в конструкцию автоматической регулировки расстояния между поршнем *2* и плунжером *5*, которая необходима ввиду того, что по мере изнашивания накладок поршень перемещается влево, а скоба *1* вправо.

14.4.4. Автоматическая регулировка зазоров в тормозных механизмах

Автоматическая регулировка зазоров в тормозных механизмах позволяет сократить объем технического обслуживания и повысить стабильность регулировок.

Наиболее просто решается вопрос автоматизации регулировки зазора между колодкой и барабаном в тормозных механизмах с гидравлическим приводом. В конструкции, показанной на *рис. 14.14 а*, на поршень рабочего цилиндра надевается разрезное пружинящее кольцо *1*. Между кольцом и поршнем имеется радиальный и осевой зазоры. Величина осевого зазора нормируется и соответствует необходимой величине зазора между колодкой и барабаном. Радиальная упругость кольца также нормируется с целью получения определенной величины силы трения между кольцом и цилиндром. Указанная сила трения должна гарантированно превышать силу возвратных пружин, приведенную к поршню, но не быть чрезмерной, чтобы не слишком сильно снижать приводную силу поршня.

Для того чтобы во время сборки механизма колодки не создавали препятствия для надевания барабана, их предварительно максимально сближают друг с другом. В результате в собранном механизме образуется чрезмерно большой зазор. Для регулировки механизма

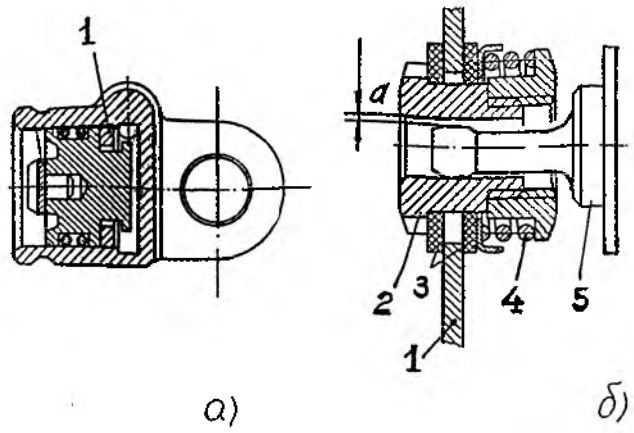


Рис. 14.14. Механизмы автоматической регулировки зазора в барабанных тормозах с гидравлическим приводом

необходимо нажать на педаль тормоза. Поршни рабочих цилиндров, перемещаясь наружу под действием давления жидкости, выберут имевшийся между ними и упругими кольцами осевой зазор, после чего потянут кольца за собой. Движение поршней будет продолжаться до тех пор, пока колодки не упрутся в барабан. При отпускании педали возвратные пружины смогут переместить поршни назад только на величину, соответствующую осевому зазору между поршнем и кольцом, так как сдвинуть кольцо они не в состоянии. Величина же зазора, как было сказано выше, соответствует необходимому зазору между колодкой и барабаном. Таким образом, по мере изнашивания накладок кольцо будет перемещаться вдоль цилиндра, поддерживая постоянную величину зазора в механизме.

Описанный принцип автоматической регулировки может быть выполнен и способом, показанным на *рис. 14.14 б*. В отверстие колодки *1* с достаточно большим зазором вставлена втулка *2*. Втулка несет на себе две фрикционные шайбы *3*, поджатые пружиной *4*. Натяг пружины подбирается таким образом, чтобы сила трения шайб о колодку, подобно тому как это имело место в ранее описанном устройстве, превышала силу возвратных пружин, приведенную в данном случае к оси фрикционных шайб. В отверстии втулки *2* находится неподвижный палец *5*, диаметр которого меньше диаметра отверстия втулки на величину «а», соответствующую необходимой величине зазора между колодкой и барабаном. Если зазор между колодкой и барабаном больше необходимого, то при нажатии на педаль втулка *2*, переместившись вместе с колодкой на величину «а», остановится, упершись в палец. Колодка же будет продолжать движение до упора в барабан, скользя относительно фрикционных шайб. При растормаживании механизма колодка сможет вернуться назад только на величину «а».

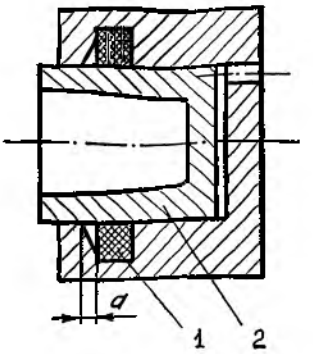


Рис. 14.15. Механизм автоматической регулировки зазора в дисковом тормозе с гидравлическим приводом

Механизм автоматической регулировки зазора в дисковом тормозе показан на *рис. 14.15.* Внутренняя часть уплотнительной манжеты *1* обжимает с небольшим натягом поршень *2.* При движении поршня влево внутренняя часть манжеты, увлекаемая силой трения, за счет упругой деформации в осевом направлении вместе с поршнем сместится влево на величину «а». Размер «а» в дисковых механизмах равен зазору между колодкой и диском (при плавающей скобе «а» равняется сумме двух зазоров). Если зазор между колодкой и диском превышает величину «а», то после перемещения поршня на величину «а» начнется его скольжение относительно манжеты. При падении в тормозном приводе давления жидкости манжета своей упругостью вернет поршень назад только на величину «а».

Описанные способы автоматической регулировки вынуждают конструктора назначать повышенные значения зазоров между колодкой и барабаном (диском). Это объясняется тем, что величина зазора, необходимая для чистого растормаживания механизма, вообще говоря, небольшая. Небольшая величина зазора обуславливает небольшой ход поршня рабочего цилиндра при служебном торможении. При экстренном же торможении перемещение колодок и поршня заметно увеличивается. Это происходит вследствие увеличения упругих деформаций колодок, накладок, барабана (скобы) и теплового расширения барабана.

Если в описанных механизмах назначить величину зазора «а», определяющего величину зазора между колодкой и барабаном, исходя из особенностей служебного торможения, то после экстренного торможения при увеличенном ходе колодки полного растормаживания не произойдет.

Пневматическая камера, использующаяся в подавляющем большинстве случаев в качестве исполнительного устройства пневматических тормозных приводов, имеет ограниченный рабочий ход штока. С другой стороны, для обеспечения требуемых приводных сил в тормозных механизмах с пневматическим приводом между штоком пневматической камеры и колодками обязателен механизм с большим передаточным числом. Сочетание этих обстоятельств приводит к тому, что ход колодок тормозных механизмов, приводимых сжатым воздухом, не может быть большим и иногда оказывается меньше реального зазора между колодкой и барабаном. Поэтому в данном случае для автоматической регулировки приходится применять существенно более сложные механизмы. Вариант

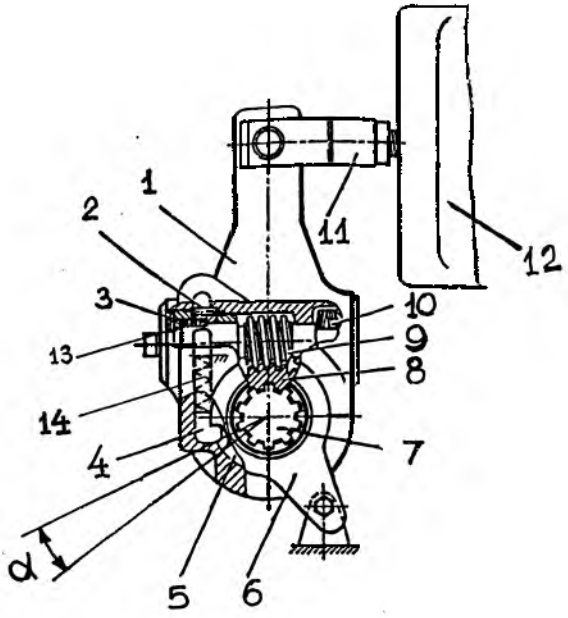


Рис. 14.16. Механизм автоматической регулировки зазора в барабанном тормозе с рычажно-кулачковым разжимным устройством

конструкции такого механизма показан на *рис. 14.16.* Как и обычный рычажно-кулачковый механизм, он содержит последовательно взаимодействующие между собой пневматическую камеру *12*, шток *11*, рычаг *1*, червяк *9*, червячное колесо *8* и вал разжимного кулака *7*. Для осуществления автоматической регулировки на вал расположенного в рычаге червяка свободно посажена втулка *3*. Втулка и вал имеют конусные поверхности, образующие фрикционную муфту, осевое усилие в которой создается пакетом тарельчатых пружин *10*. Эта же втулка через муфту свободного хода *13* (муфта образуется изменяющей диаметр при закручивании спиральной пружиной и соответствующей цилиндрической поверхностью) может соединяться с шестерней *2*, свободно сидящей на валу червяка и находящейся в зацеплении с зубчатой рейкой *4*. Между рейкой *4* и корпусом рычага *1* установлена пружина *14*. При вращении шестерни *2* рейка *4* перемещается вдоль рычага *1*. Отогнутый конец рейки входит в угловой паз кольца *5*, удерживаемого от вращения рычагом *6*. Ширина паза больше ширины входящей в него рейки, что допускает их относительное перемещение в пределах угла α.

Если зазор между колодками и барабаном невелик и угол поворота рычага *1* меньше угла α, то при срабатывании тормоза рейка *4* не доходит до противоположного конца паза неподвижного

кольца *5* и никаких изменений внутри механизма регулировки зазора не происходит. Если же указанный зазор превысил установленную величину и угол поворота рычага станет больше угла α, то рейка, повернувшись на угол α, остановится и при дальнейшем движении рычага начнет вращать шестерню *2*, сжимая пружину *14*. Начало вращения шестерни сопровождается размыканием муфты *13*, поэтому движение не передается на втулку *3*.

Когда колодки касаются барабана, реактивная сила, приложенная со стороны червячного колеса *8* к червяку *9*, сжимает комплект тарельчатых пружин *10* и размыкает конусную фрикционную муфту, связывавшую до этого втулку *3* с червяком *9*.

На первой фазе растормаживания шестерня *2* и втулка *3* соединяются между собой замкнувшейся муфтой *13*, но продолжают быть отделены от вала червяка разомкнутой конусной муфтой. Когда после снятия упругих деформаций деталей тормозного механизма колодки отойдут от барабана и исчезнет приложенная к червяку реактивная сила, произойдет замыкание конусной муфты и под действием возвратной пружины *14* втулка вместе с шестерней будет вращаться, поворачивая вал червяка и устраняя таким образом лишний зазор между колодками и барабаном.

Возможны два режима работы такого механизма. Если зазор между колодками и барабаном, например, после сборки чрезмерно велик, то угол поворота рычага *1* не будет зависеть от величины зазора, а будет определяться ходом штока *11*. В этом случае угол, на который при растормаживании будет поворачиваться вал *7* относительно рычага *1*, будет одинаков при каждом срабатывании механизма. Когда зазор между колодками и барабаном уменьшится настолько, что угол поворота рычага будет определяться упором колодок в барабан, величина угла поворота вала *7* относительно рычага при растормаживании будет уменьшаться при каждом последующем срабатывании механизма, стремясь к нулю.

В тормозах с клиновым разжимным механизмом часто применяют регулировочное устройство, показанное на *рис. 14.17*. В корпус ведомого клина *6* свободно вставлена регулировочная втулка *4*. На ее наружной поверхности имеется специальная многозаходная резьба с большим (порядка 45°) углом подъема спирали. Указанная резьба взаимодействует с линейным храповиком *5*, представляющим собой подпружиненный стержень, торец которого является фрагментом гайки, имеющей резьбу, соответствующую специальной наружной резьбе втулки *4*. Внутрь втулки при помощи обычной резьбы ввернут толкатель *2*. После сборки механизма вращение толкателя предотвращается болтом *1*, цилиндрический конец которого свободно скользит внутри продольного паза толкателя.

В том случае, если ход толкателя при торможении не превышает шага наружной резьбы втулки, взаимодействие втулки с храповиком

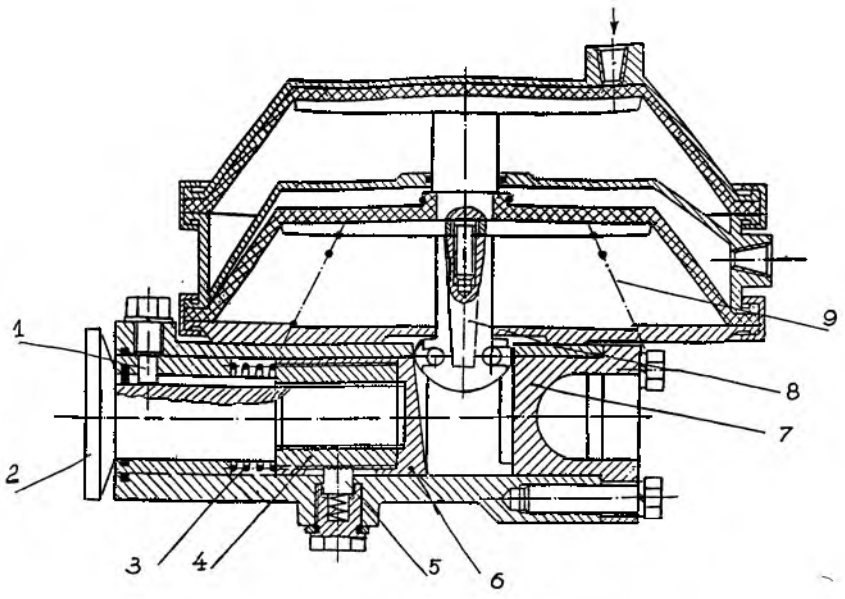


Рис. 14.17. Механизм автоматической регулировки зазора в барабанном тормозе с клиновым разжимным устройством

ограничивается его смещением в радиальном направлении на величину меньшую, чем высота гребня резьбы. Если же вследствие увеличения зазора в тормозном механизме ход толкателя превысит шаг резьбы втулки, то храповик при затормаживании перескочит через один или несколько гребней нарезки. При растормаживании механизма осевая сила, прикладываемая к толкателю, уменьшится вследствие действия возвратной пружины *9* ведущего клина и трение в парах «толкатель — втулка», «втулка — ведомый клин» снизится. Втулка *4*, упираясь в зубья храповика, начнет вращаться, вывинчивая толкатель и уменьшая тем самым зазор в тормозном механизме.

Иногда для поддержания требуемого зазора применяют более простую ступенчатую регулировку. В конструкции, показанной на *рис. 14.13 б*, она выполняет одновременно две функции. Во-первых, регулирует зазор между колодками и диском. Во-вторых, по мере изнашивания накладок удлиняет последнее звено привода стояночной тормозной системы.

В тело поршня *2* запрессован стержень *10* с большим количеством упорных гребней, имеющих шаг X_2. Стержень *10* упруго обнимает цанга *4*, имеющая ответные гребни. Цанга *4* свободно вставлена в плунжер *5* с осевым зазором X_1. Плунжер *5* через сухарь *6*, вал *7* и рычаг *8* связан с приводом стояночной системы. Пружина *11* выбирает зазоры между деталями *5*, *6*, *7* и *8*, *9*.

Во время торможения автомобиля рабочей тормозной системой давление жидкости в цилиндре *3* будет сдвигать поршень *2* влево, а скобу *1* вместе с валом *7*, сухарем *6* и плунжером *5* — вправо. Минимальный суммарный зазор между колодками и диском равняется величине зазора X_1. По мере изнашивания накладок суммарный зазор будет увеличиваться. Это приведет к тому, что при каждом торможении гребни цанги за счет ее упругости будут слегка расходиться. После увеличения суммарного зазора до величины $X_1 + X_2$ произойдет перескок гребней цанги на один гребень стержня *10* с одновременным уменьшением суммарного зазора до величины X_1.

14.5. Тормозные приводы

14.5.1. Схемы двухконтурных тормозных приводов

Для обеспечения возможности торможения в случае отказа какого-либо элемента рабочей тормозной системы тормозной привод разделяют на независимые контуры, каждый из которых в случае отказа другого автоматически выполняет функцию запасной тормозной системы. Схемы образования независимых контуров могут быть различны.

В простейшем случае (*рис. 14.18 а*) один контур обслуживает тормозные механизмы передних, а другой – задних колес. Однако вертикальные реакции передних и задних колес, определяющие максимально возможные тормозные реакции $R_т$, а следовательно, и замедление автомобиля, создаваемое передними или задними колесами, могут отличаться весьма значительно. Так, например, переднеприводные легковые автомобили в статике имеют вертикальную реакцию передних колес большую, чем вертикальная реакция задних колес. При торможении неодинаковость статических вертикальных реакций усугубляется их динамическим перераспределением. Рассчитанные на большую вертикальную реакцию передние тормозные механизмы таких автомобилей создают большие тормозные реакции $R_{т1}$, чем менее эффективные тормозные механизмы задних колес. Поэтому в случае отказа переднего контура максимальное замедление автомобиля будет невелико, примерно 0,33 от замедления исправного автомобиля. Примерно такое же замедление, но в случае отказа заднего тормозного контура, будет иметь грузовой автомобиль классической компоновочной схемы, у которого примерно двукратное превышение вертикальной реакции задних колес над вертикальной реакцией передних колес в статике не может быть скомпенсировано динамическим перераспределением реакций при торможении.

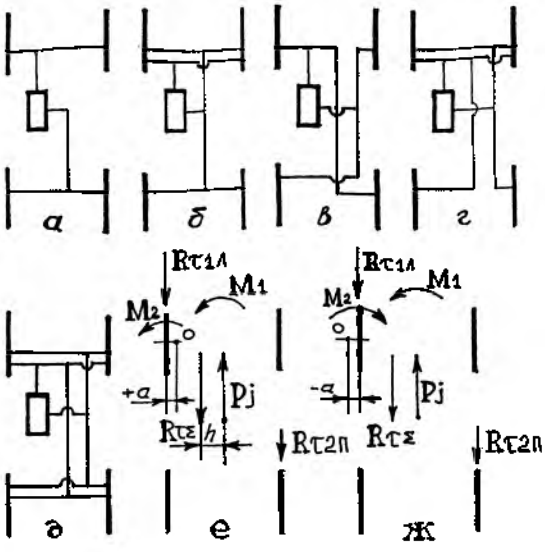


Рис. 14.18. Схемы двухконтурных тормозных приводов

Гораздо лучшими свойствами обладает схема разделения на контуры, показанная на *рис. 14.18 б*. Каждый из тормозных механизмов передних колес приводится от обоих контуров, причем эффективность привода различна. В гидравлическом приводе это обеспечивается за счет разности диаметров приводных (рабочих) цилиндров. Цилиндры меньшего диаметра включены в контур, общий с задними тормозными механизмами, а цилиндры большего диаметра приводят только передние тормозные механизмы. Соотношение диаметров цилиндров выбирается таким, чтобы при отказе любого контура автомобиль сохранял бы 50-процентную эффективность торможения. Очевидно, что на грузовом автомобиле с двойной ошиновкой задних колес привод от обоих контуров должны иметь задние тормозные механизмы.

Такие же с точки зрения сохранения эффективности торможения при отказе одного контура свойства имеет показанная на *рис. 14.18 в* диагональная схема. Однако большая разница в эффективности передних и задних тормозов автомобиля приводит в данном случае к заметным отрицательным последствиям. В легковом автомобиле большая тормозная реакция дороги переднего, например левого, колеса исправного контура — $R_{\tau 1л}$ (*рис. 14.18 е*) по сравнению с меньшей тормозной реакцией правого заднего колеса — $R_{\tau 2п}$ приведет к смещению вбок их равнодействующей $R_{\tau\Sigma}$. Наличие плеча h между равнодействующей $R_{\tau\Sigma}$ и силой инерции P_j приведет к возникновению крутящего момента M_1, поворачивающего автомобиль влево.

Из *рис. 14.18 е* видно, что продольная касательная реакция управляемого колеса на радиусе, примерно равном плечу обкатки «а» (измеряемому от середины отпечатка шины до точки O, — пересечения дороги осью поворота колеса), создает крутящий момент, стремящийся повернуть колесо вокруг оси поворота. В случае торможения исправного автомобиля эти моменты, приложенные к правому и левому колесам, замыкаются трапецией рулевого привода и компенсируют друг друга. При торможении автомобиля одним диагональным контуром момент $M_2 = aR_{\tau 1 \text{п}}$ поворачивает управляемые колеса влево за счет зазоров в рулевом управлении, упругости его звеньев и упругости рук водителя. Таким образом, отрицательные эффекты от поворачивающих моментов M_1 и M_2 складываются, что приводит к весьма неприятным последствиям. Для устранения указанного недостатка при диагональном разделении тормозного привода применяют отрицательное плечо обкатки «–а» (*рис. 14.18 ж*). Данное мероприятие при определенном сочетании конструктивных и эксплуатационных факторов позволяет свести суммарное действие моментов M_1 и M_2 к нулю или, во всяком случае, радикально его уменьшить.

Наилучшими свойствами обладает показанная на *рис. 14.18 д* схема разделения на контуры, предусматривающая полное сохранение тормозных качеств в случае отказа рабочей тормозной системы. Необходимо только иметь в виду, что в этом случае к педали тормоза необходимо прикладывать существенно большее усилие. Однако такая схема сложна и применяется в основном на больших, дорогих легковых автомобилях.

Также редко применяется и показанная на *рис. 14.18 г* схема, которую можно рассматривать как некоторое сочетание двух предыдущих.

14.5.2. Механический привод

Механический привод был первым тормозным приводом автомобилей. Он прост по конструкции, не нуждается в преобразователе энергии, так как педаль или рычаг управления являются его частью, но КПД его невысок, что приводит к снижению подводимых к тормозным механизмам приводных сил, а следовательно, и тормозных моментов и требует увеличения необходимого усилия водителя. Кроме того, из-за относительно невысокой жесткости деталей значительная часть хода органа управления, ограниченного анатомическими возможностями водителя, тратится на деформацию рычагов и валов, что не позволяет делать механические приводы с большим передаточным числом.

Для компенсации разной жесткости отдельных контуров и неравенства зазоров в тормозных механизмах в механическом приводе предусматривается наличие уравнительных рычагов (коромысел).

Необходимость подвода приводных сил к большому числу тормозных механизмов и обеспечение независимости действия контуров существенно усложняет механический привод, еще больше снижая его КПД.

При использовании механического привода необходимо согласовывать его кинематику с кинематикой подвески. Так, например, при использовании тросов в ряде конструкций должно быть обеспечено определенное их провисание, при отсутствии или недостаточной величине которого работа подвески может приводить к самопроизвольному срабатыванию тормозных механизмов. При этом излишнее провисание может недопустимо увеличить ход рукоятки управления.

Из-за указанных недостатков в настоящее время механический привод применяется ограниченно и в основном в стояночных тормозных системах, благодаря неоспоримому своему преимуществу, заключающемуся в способности сохранять заданное усилие практически неограниченно долго, в отличие от гидравлических и, особенно, пневматических приводов, в которых давление рабочего тела постепенно снижается вследствие его утечек.

14.5.3. Гидравлический привод

Простейший гидравлический привод состоит из главного тормозного цилиндра (ГТЦ), трубопроводов и называемых рабочими цилиндрами исполнительных элементов. По сравнению с механическим гидравлический привод имеет более высокий КПД (исключая случаи сильного повышения вязкости жидкости при очень низких температурах) и большую жесткость. Этот привод позволяет просто, при помощи гибких шлангов, осуществлять подвод жидкости к имеющим значительные перемещения при работе подвески колесным тормозным механизмам.

Конструкции ГТЦ могут быть различны, но принципы, положенные в их основу, общие. Так, во всех приводах тормозная магистраль в расторможенном состоянии (при отпущенной педали) сообщается с резервуаром. Это необходимо для компенсации:

- утечек жидкости;
- теплового расширения жидкости;
- увеличения объема системы после регулирования зазоров между колодками и барабаном при износе тормозных накладок.

На *рис. 14.19 а* показана конструкция ГТЦ, объединенного с резервуаром для тормозной жидкости. В нижней части корпуса ГТЦ расположен поршень *9*, взаимодействующий со штоком *13* и снабженный двумя уплотнительными манжетами *7* и *11*. Помимо поршня в цилиндре имеется пружина *6*, прижимающая манжету *7* к поршню и поршень к стопорному кольцу *12*. Резервуар сообщается с полостью ГТЦ посредством двух отверстий. Отверстие *2* называется

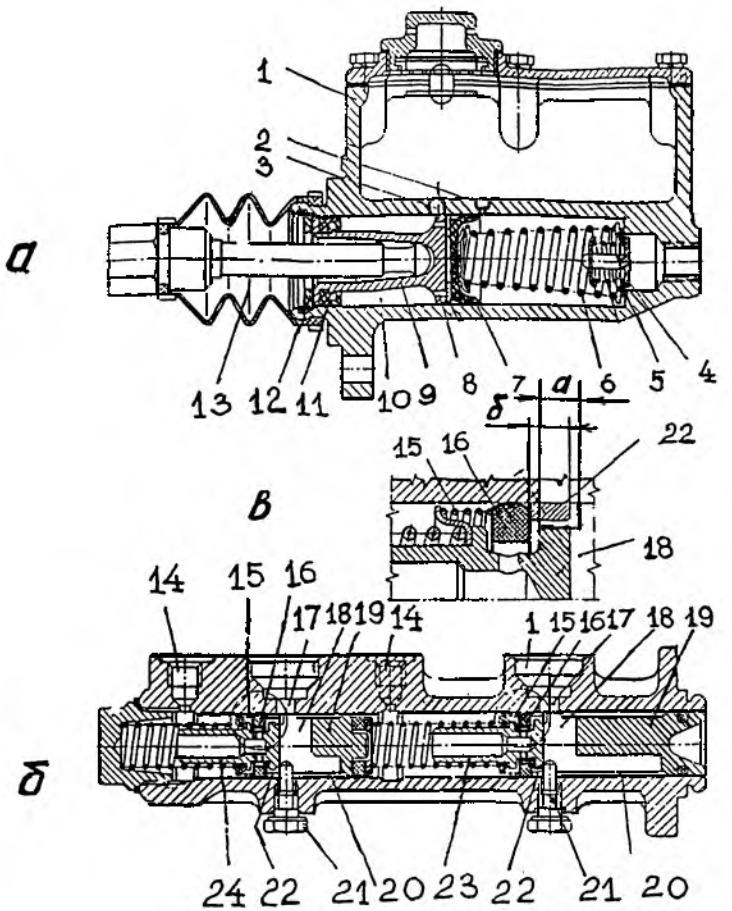


Рис. 14.19. Главные тормозные цилиндры
а — одинарный; *б* — двойной; *в* — клапанное устройство двойного цилиндра

компенсационным и служит для соединения тормозной магистрали и резервуара. При расторможенной тормозной системе оно обязательно должно быть открыто. Чтобы шток *13*, связанный с приводом, не препятствовал поршню занимать крайнее левое положение, между ними оставляется зазор, равный 0,5—1,5 мм. Величина зазора устанавливается при помощи резьбового или эксцентрикового устройства, располагающегося между педалью и штоком.

Для того чтобы избыточное или недостаточное давление воздуха в резервуаре не нарушало нормальную связь резервуара с цилиндром и тормозной магистралью, в пробке резервуара имеется воздушное отверстие и отражатель, уменьшающий вероятность выплескивания

жидкости. В современных конструкциях иногда в резервуар перемещают поплавок с электроконтактами для сигнализации о недопустимо низком уровне жидкости.

Срабатывание гидравлического тормозного привода состоит из нескольких этапов. При нажатии на педаль сначала выбирается зазор между штоком и поршнем, после чего поршень начнет движение, вытесняя жидкость через компенсационное отверстие в резервуар. После перекрытия компенсационного отверстия жидкость будет вытесняться в тормозную магистраль и в рабочие цилиндры через выпускной клапан *4*. Поршни рабочих цилиндров начнут перемещаться, выбирая зазоры в тормозных механизмах. После выборки зазоров и начнется собственно торможение. Жидкость после этого продолжает поступать в магистраль, так как по мере увеличения давления проявляют себя упругие деформации гибких шлангов, колодок, накладок, барабанов, скоб дисковых тормозов. Барабаны тому же вследствие нагревания увеличивают диаметр.

При снятии усилия с педали поршень возвращается в первоначальное положение под действием пружины *6*, а жидкость возвращается в ГТЦ через впускной клапан *5*.

В конструкции ГТЦ предусмотрены устройства, препятствующие попаданию воздуха в гидравлическую магистраль. Воздух, в отличие от практически несжимаемой жидкости, весьма упруг и при попадании в магистраль играет роль пружины, на сжатие которой расходуется часть хода педали тормоза, что при достаточно большом количестве воздуха препятствует созданию необходимого давления в системе и, как следствие, приводит к неэффективному торможению даже при нажатой до упора педали.

Наиболее опасным с точки зрения попадания воздуха в ГТЦ является режим растормаживания. Растормаживание, как правило, производится быстро, броском педали. Жидкость, вследствие ее вязкости, возвращается в ГТЦ относительно медленно, и поршень под действием пружины *6*, стремясь оторваться от столба жидкости, создает в магистрали разрежение. Устранить при этом попадание воздуха в магистраль за счет одних уплотнений сложно, поэтому с тыльной стороны поршня или в самом поршне располагают полость (*10* на *рис. 14.19 а*), заполненную жидкостью и при любом положении поршня сообщенную с резервуаром при помощи отверстия *3*. (поэтому в ней всегда поддерживается атмосферное давление). Эта полость изолирует рабочий объем ГТЦ от атмосферы, не давая воздуху проникнуть в него. Более того, во время растормаживания под действием перепада давлений жидкость из полости *10* через отверстия *8*, отгибая края манжеты *7*, перетекает в рабочую полость ГТЦ, уменьшая разрежение в ней и в прилегающей части тормозной магистрали. После того как поршень упрется в стопорное кольцо *12*, избыток жидкости возвращается в резервуар через компенсационное отверстие *2*.

Для уменьшения вероятности попадания воздуха в магистраль при расторможенной системе в магистрали при отсутствии торможения поддерживается небольшое (примерно 0,05 МПа) избыточное давление, не вызывающее срабатывания тормозов. Оно создается за счет обратного клапана *5*. Наличие этого обратного клапана вынуждает применять выпускной клапан *4*.

Недостатком описанной конструкции ГТЦ является то, что уплотнительная манжета *7*, взаимодействуя с острой кромкой отверстия *2*, имеет повышенный износ.

Поскольку рассмотренная конструкция ГТЦ имеет одно выходное отверстие, для использования ее в двухконтурных тормозных приводах требуется использовать называемый разделителем дополнительный элемент, представляющий собой клапанное устройство с одним входным и двумя выходными отверстиями, обеспечивающее независимость действия двух ветвей тормозного привода.

В показанной на *рис. 14.19 б* конструкции разделение контуров обеспечивается самим ГТЦ. Два резервуара (или один с разделительной перегородкой) сообщаются с полостью ГТЦ через отверстия *17*. Поршни *19* имеют кольцевые уплотнительные манжеты *16*, прижимаемые пружинами *15*. Наружная поверхность поршней имеет проточку длиной «а» (*рис. 14.19 в*) для размещения колец *22*, имеющих длину «б», которая меньше длины проточки «а».

Помимо проточки поршни имеют кольцевые полости *20* и плоские углообразные пазы *18*. Кольцевые полости и пазы соединяются с резервуарами при любом положении поршней. В корпус ввернуты упорные болты *21*, определяющие крайнее правое положение поршней и колец *22*, соответствующее расторможенному состоянию системы. Конфигурация поршней такова, что в указанном крайнем положении кольца *22*, упираясь в болты *21*, отрывают манжеты *16* от поршней, сообщая резервуары с тормозными магистралями (*рис. 14.19 б*). В начале торможения поршни, перемещаясь (один под воздействием штока, другой – под давлением жидкости), надвигаются на манжеты, после чего жидкость начинает вытесняться в магистрали через отверстия *14*.

В случае потери герметичности одного контура, питаемого, например, через левое отверстие *14*, левый поршень, вытеснив жидкость через обрыв магистрали, упрется удлинителем *24* в дно цилиндра, образовав для правой рабочей полости фиктивное дно. Если же разгерметизация произойдет в контуре, питаемом правой полостью, то правый поршень, вытеснив жидкость, упрется удлинителем *23* в левый поршень, передавая на него силу, действующую со стороны штока.

Рабочие цилиндры (*рис. 14.14 а* и *рис. 14.15*) имеют чугунный или, реже, из легкого сплава корпус и поршни с уплотнительными манжетами. Поршни обычно изготовляют из легких сплавов и в барабанных механизмах для исключения смятия и изнашивания

сравнительно мягкого материала поршня в месте его контакта с колодкой снабжаются переходными наконечниками.

При заправке привода тормозной жидкостью и иногда при эксплуатации автомобиля из системы необходимо удалить воздух. Для этого в самых высоких местах рабочих цилиндров, а если требуется, то и в других местах привода устанавливают клапаны прокачки.

14.5.4. Усилители гидравлического привода

Допустимая величина хода педали тормоза, как и любой другой орган управления, имеет анатомическое ограничение. Технически необходимый ход педали определяется величиной зазоров в тормозной системе и упругостью ее деталей (шлангов, колодок, накладок, тормозного барабана или скобы дискового механизма и т.д.). Отношение хода педали к ходу поршней исполнительных цилиндров является передаточным числом тормозного привода, которое определяет величину приводной силы, прикладываемой к колодкам. Ограниченность передаточного числа, с одной стороны, и ужесточение норм по усилию на педали, с другой стороны, привели к тому, что в настоящее время усилители тормозного привода применяются даже на легких автомобилях.

Во впускном тракте двигателей с искровым зажиганием всегда имеется некоторое разрежение, которое можно использовать для создания дополнительных усилий в тормозном приводе. Дизельные двигатели для обеспечения работы вакуумного усилителя снабжают небольшими вакуумными насосами.

Если усилитель, использующий для своей работы указанное разрежение, расположен между органом управления (педалью) и ГТЦ, его называют вакуумным. Включаемый непосредственно в гидравлическую часть привода усилитель, работающий по тому же принципу, называют гидровакуумным.

На *рис. 14.20* показана конструкция и принципиальная схема гидровакуумного усилителя. Корпус *1* усилителя разделен на две полости *А* и *Б* мембраной *2*, которая через тарелку *3* может, сжимая возвратную пружину *5*, воздействовать на шток *4*. Шток *4*, направляемый деталями *20* и *21*, упирается в поршень *16* усилителя, снабженный уплотнением *14*. Внутри поршня расположен шариковый клапан *15*. Помимо клапана в поршне *16* имеется расположенная вдоль диаметра прорезь, в которую свободно вставлена фасонная пластина *17*, имеющая с одного торца две ножки, а с другого – носик. Пластина удерживается в прорези поршня благодаря штифту *22*, проходящему через расположенное в пластине отверстие. Диаметр этого отверстия больше диаметра штифта, что позволяет пластине смещаться относительно поршня в осевом направлении. При крайнем левом положении поршня *16* ножки фасонной пластины упираются в шайбу *18*, а носик держит открытым клапан *15*.

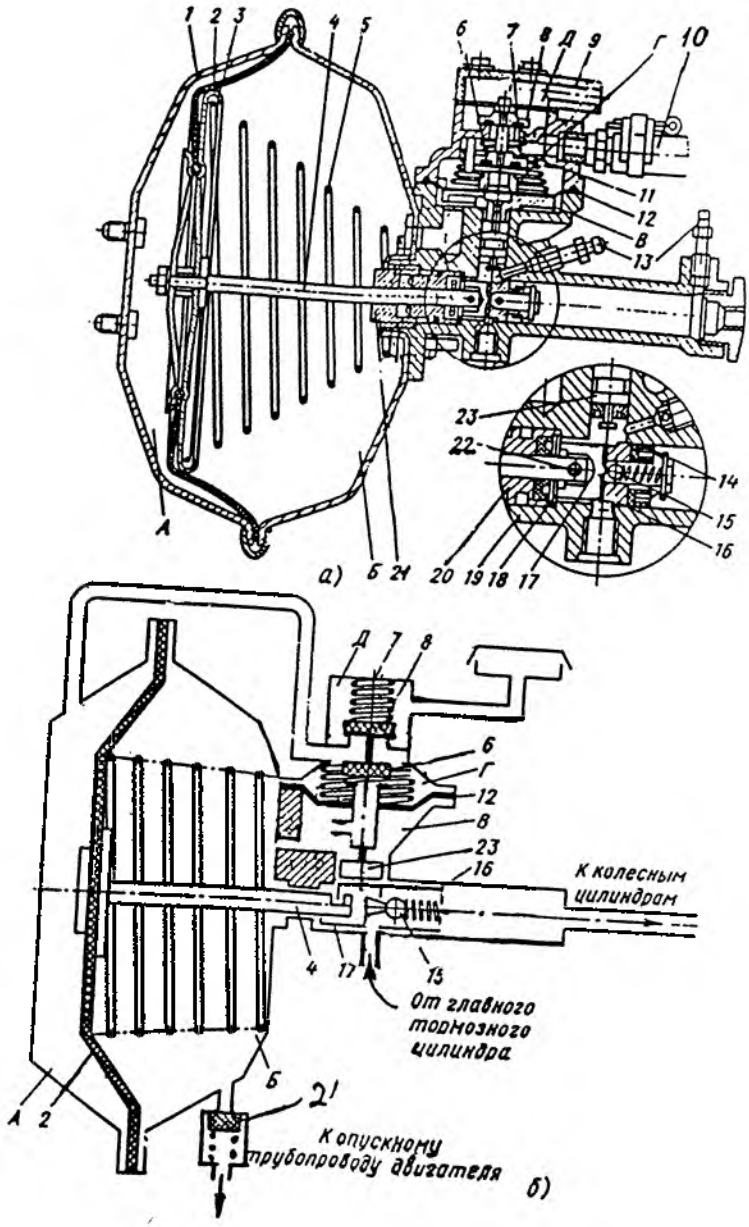


Рис. 14.20. Гидровакуумный усилитель тормозного привода (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

В левом конце цилиндра *19* усилителя имеются два отверстия, нижнее из которых соединено с полостью главного тормозного цилиндра. Через верхнее отверстие давление тормозной жидкости передается плунжеру *23*, который приводит в действие систему, состоящую из двух клапанов *6* и *7*, установленных в шайбах *8* и реактивной мембраны *12*, поджатой пружиной *11*. Показанная на *рис. 14.20 б* полость *Д* через одеваемый на патрубок *9* воздушный фильтр соединена с атмосферой, полость *Г* при помощи трубопровода *10* соединяется с полостью *А* усилителя, полость *В* связана с полостью *Б*, которая через обратный клапан *24* соединена с впускным трубопроводом двигателя.

В расторможенном состоянии при отсутствии давления в ГТЦ вакуумный клапан *6* открыт, а атмосферный *7* закрыт. В полостях *А*, *Б*, *В* и *Г* устанавливается разрежение, равное вследствие наличия обратного клапана *24* максимальному разрежению во впускном трубопроводе, которое бывает на холостом ходу двигателя.

При торможении давление жидкости из ГТЦ воздействует на плунжер *23*, который закрывает клапан *6* и открывает клапан *7*. В результате давление в полости *А* начинает увеличиваться, на штоке *4* появляется сила, поршень *16* начинает смещаться вправо. Фасонная пластина отстает от движения поршня, и клапан *15* закрывается, после чего давление жидкости в тормозной магистрали начинает превышать давление жидкости в ГТЦ. Наличие реактивной мембраны *12* позволяет обеспечить пропорциональность усилия на штоке *4* величине давления в ГТЦ, так как закрытие атмосферного клапана происходит при давлении воздуха в полости *А*, пропорциональном давлению, действующему на плунжер *23*. Выключение усилителя происходит путем откачки воздуха из полостей *А* и *Г* через клапан *6*, открывающийся при падении давления в ГТЦ. Клапан *15* облегчает торможение автомобиля при неработающем усилителе.

На *рис. 14.21 в* показана характеристика тормозного привода, снабженного таким усилителем. Линия *ОАГ* соответствует неработающему усилителю. В работающем усилителе при давлении в ГТЦ, равном P_1, открывается атмосферный клапан. При давлении равном P_2, в полости *А* устанавливается атмосферное давление. Вид характеристики обусловлен, с одной стороны, невысокими возможностями усилителя (малой величиной максимального перепада давлений в полостях *А* и *Б*, равного примерно 0,05 МПа), а с другой — тем, что более логичная на первый взгляд характеристика *ОАВ* не обеспечивает достаточной эффективности усилителя при служебных торможениях.

Описанный усилитель соединяется с ГТЦ и двигателем только при помощи трубопроводов, поэтому он может располагаться в любом месте шасси автомобиля.

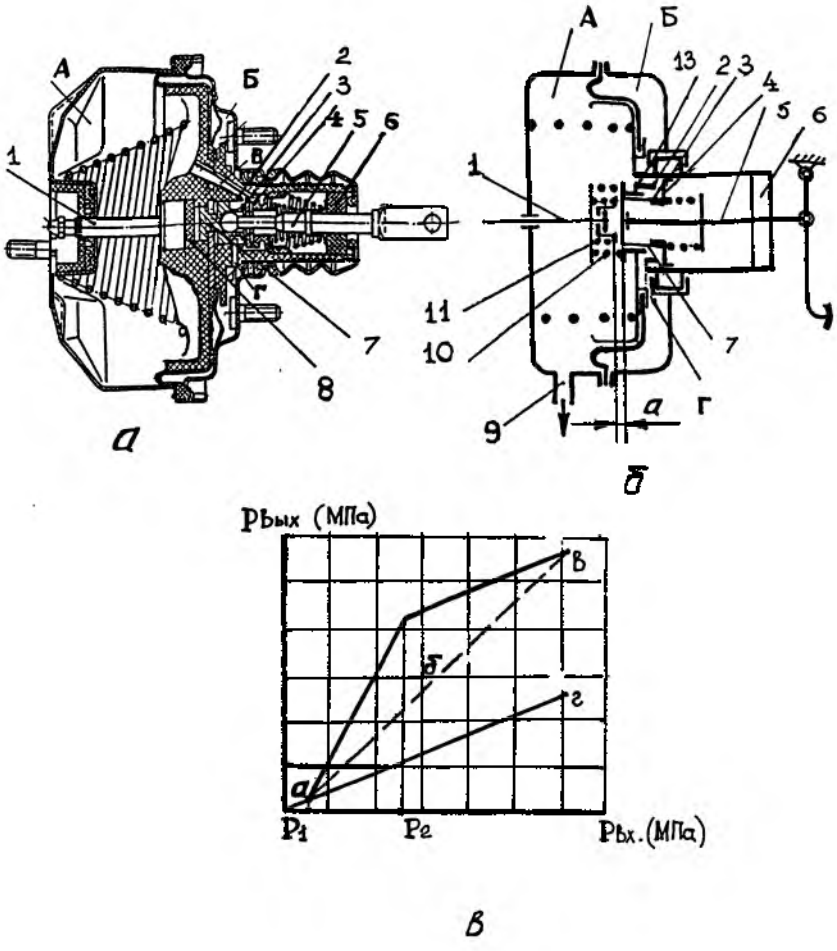


Рис. 14.21. Вакуумный усилитель (*а*), его конструктивная схема (*б*) и характеристика (*в*)

На *рис. 14.21* показана конструкция и принципиальная схема вакуумного усилителя, который связан непосредственно с ГТЦ. В корпусе усилителя размещаются мембрана и поршень, обеспечивающий ее деформацию за счет удлинения цилиндрической направляющей. В трубчатой части поршня располагается плоский клапан *4*, взаимодействующий с двумя седлами, наружным – вакуумным *2* и внутренним – атмосферным *3*. Вакуумное седло *2* принадлежит телу поршня и позволяет разобщить полости *А* и *Б* усилителя. Атмосферное седло *3* принадлежит плунжеру *7*, связанному со штоком *5* тормозной педали. Для облегчения понимания работы усилителя на *рис. 14.21 б* условно показано, что поршень взаимодействует со штоком главного тормозного цилиндра *1* через

пружину *10*, а плунжер *7* через пружину *11*, а не через единую резиновую шайбу *8*, как на самом деле. Полость *А* через патрубок *9* соединена с впускным трубопроводом двигателя.

В расторможенном состоянии при отпущенной педали седло атмосферного клапана *3* прижато к клапану *4*, а между вакуумным седлом *2* и клапаном имеется щель, соединяющая полость *Б* через каналы *Г* и *В* с полостью *А*, в результате чего в обеих полостях устанавливается одинаковое разрежение.

При нажатии на педаль плунжер *7* выбирает зазор «а» (*рис. 14.21 б*), после чего продолжает движение влево вместе с поршнем и, толкая перед собой через пружину *11* шток *1*, вызывает срабатывание ГТЦ. Одновременно происходит закрытие вакуумного клапана *2* и открытие атмосферного клапана *3*. Воздух из атмосферы через фильтр *6* и канал *Г* поступает в полость *Б*. Перепад давлений между полостями *Б* и *А* создает силу, которая через пружину *10* передается на шток ГТЦ, суммируясь с силой, прикладываемой к этому штоку водителем через педаль, шток *5* и плунжер *7*.

Давление воздуха в полости *Б*, определяющее силу, создаваемую усилителем, устанавливается в момент закрытия атмосферного клапана *3*. Этот момент определяется соотношением координат расположения седел клапанов *2* и *3*. Координата седла клапана *2* определяется величиной сжатия пружины *10*, то есть давлением воздуха в полости *Б*. Координата седла *3* определяется сжатием пружины *11*, то есть величиной силы, создаваемой водителем. Так как жесткости пружин постоянны, то между силой, прикладываемой к штоку *1* водителем, и усилием, прикладываемым к этому штоку со стороны поршня, существует линейная зависимость. На *рис. 14.21 в* она характеризуется участком между давлениями P_1 и P_2.

В реальной конструкции с целью уменьшения размеров и упрощения узла пружины *10* и *11* заменены одним резиновым диском *8*.

Недостатком описанной конструкции усилителя является то, что он, будучи конструктивно связан с педалью, может располагаться только в моторном отсеке, который в современных автомобилях весьма тесен. Поэтому на легковых автомобилях большого и высшего классов обычно применяют исполнительный механизм усилителя, состоящий из двух мембран, что позволяет уменьшить диаметр усилителя.

14.5.5. Особенности пневматических и гидропневматических приводов

Основным недостатком гидравлических приводов является ограниченность приводных сил, действующих на колодки тормозных механизмов. В приводах, не имеющих усилителей, величина приводных сил лимитируется физическими возможностями человека. Гидравлические приводы, снабженные усилителями, позволяют по-

лучить несколько большие тормозные моменты, но и их возможности ограничены. В усилителях, использующих разницу атмосферного и пониженного давления, из-за относительно небольшой величины этой разницы приходится увеличивать диаметр силовой диафрагмы, что влечет за собой увеличение размеров усилителя. Компоновочное же пространство, которое может быть отведено усилителю, ограничено.

Вследствие изложенного на автомобилях, имеющих большую полную массу порядка 9 тонн более, применяют пневматический привод, который может создавать практически неограниченное приводное усилие тормозных механизмов. Основными элементами пневматического привода являются компрессор, ресиверы (воздушные баллоны), хранящие запас сжатого воздуха, тормозной кран, тормозные магистрали и исполнительные элементы, воздействующие на разжимные устройства тормозных механизмов. Компрессор, обычно связанный с двигателем автомобиля клиноременной передачей, создает в ресиверах запас сжатого воздуха. При торможении автомобиля тормозной кран соединяет ресиверы с тормозными магистралями, устанавливая в них давление воздуха, пропорциональное силе, приложенной водителем к педали. При снятии усилия с тормозной педали тормозной кран отсоединяет тормозные магистрали от ресиверов и соединяет их с атмосферой. Подобно гидравлическому, пневматический привод разделяется на контуры, причем отдельные контуры имеют свои ресиверы и управляются отдельной секцией тормозного крана.

Особенно часто пневматический привод используется на автопоездах. Исполнительные механизмы тормозного привода прицепа (полуприцепа) нельзя непосредственно присоединять к тормозной магистрали тягача, так как из-за очень большой ее длины время срабатывания такой системы будет недопустимо велико. Поэтому на прицепах устанавливают отдельные ресиверы и дополнительный тормозной кран, называющийся в этом случае воздухораспределителем.

Соединение тормозных систем тягача и прицепа может быть однопроводным или двухпроводным. При однопроводном приводе прицеп соединен с тягачом при помощи одной магистрали, через которую осуществляется как наполнение ресиверов прицепа сжатым воздухом, так и передача на прицеп команд на торможение с заданной водителем интенсивностью. Практически это возможно только тогда, когда давление в этой соединительной магистрали будет обратно пропорционально давлению в тормозной магистрали тягача. В этом случае во время движения без торможения происходит пополнение ресиверов прицепа, а при торможении величина падения давления в соединительной магистрали служит информацией для воздухораспределителя прицепа о том, какое давление он должен установить в тормозной магистрали прицепа. Преимуществом однопроводного привода тормозов прицепа является простота, а также то, что при

отрыве автопоезда он автоматически, без применения дополнительных устройств, затормаживает прицеп, вследствие того что давление в разорвавшейся соединительной магистрали падает до нуля. Однако в связи с использованием одной и той же магистрали для наполнения ресиверов прицепа и для передачи информации на прицеп об интенсивности торможения в паузах между следующими друг за другом торможениями в ресиверах прицепа не всегда успевает восстанавливаться давление и эффективность тормозов прицепа падает.

В двухпроводном приводе посредством одной магистрали, связывающей тягач с прицепом (питающей), постоянно пополняется запас воздуха в ресиверах прицепа, а другая (управляющая), давление в которой изменяется прямо пропорционально давлению в тормозных магистралях тягача, управляет воздухораспределителем прицепа.

Обеспечивая высокое усилие, пневматический привод имеет массу гораздо большую массы эквивалентного по эффективности гидравлического привода, заметно выше его стоимость. К тому же и время срабатывания такого привода весьма велико. Последнее объясняется тем, что воздух упруг и сильно уменьшает свой объем при сжатии. Поэтому в начале торможения через тормозной кран необходимо пропустить достаточно большое количество воздуха, который сожмет воздух, находившийся в тормозных магистралях ранее, и создаст необходимое приводное усилие. Вследствие этого время срабатывания пневматического тормозного привода у одиночных автомобилей составляет 0,4—0,7 секунды, а у автопоездов может достигать 1,5 секунды.

По сравнению с пневматическим приводом гидропневматический тормозной привод срабатывает быстрее. Он представляет собой комбинацию пневматического и гидравлического приводов, связанных между собой посредством пневмогидравлического цилиндра, преобразующего давление воздуха в большее давление жидкости. Показанная на *рис. 14.22* конструкция такого цилиндра с целью

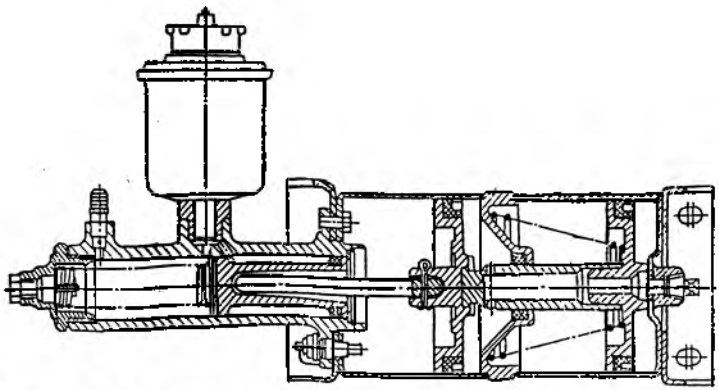


Рис. 14.22. Пневмогидравлический цилиндр

уменьшения диаметра пневматической части выполнена с двумя рабочими полостями, действующими параллельно. Гидропневматический привод мало отличается от пневматического по стоимости, но имеет заметно меньшую массу, в основном за счет более легких исполнительных механизмов. Быстродействие его выше из-за того, что объем, заполняемый сжатым воздухом при торможении, меньше вследствие меньшей длины пневматических трубопроводов.

14.5.6. Аппараты подготовки и хранения сжатого воздуха

В пневматических и гидропневматических приводах рабочим телом является воздух, сжатие которого производится компрессором. Компрессор представляет собой устанавливаемую непосредственно на двигателе автомобиля энергетическую поршневую машину. На *рис. 14.23* показан двухцилиндровый компрессор, в картере *1* которого на шариковых подшипниках установлен коленчатый вал *2*, приводимый клиновым ремнем при помощи шкива *3*. Регулирование натяжения клинового ремня при сборке или вследствие его удлинения при эксплуатации осуществляется либо изменением межосевого расстояния шкивов (смещением корпуса компрессора), либо перемещением его на больший (меньший) радиус шкива смещением вправо (влево) конуса *6* шкива *3*. Наряду с ременным приводом компрессора применяется и шестеренчатый.

Коленчатый вал *2* при помощи шатунов *5* и поршневых пальцев приводит в движение поршни *7*. В головке компрессора *8* уста-

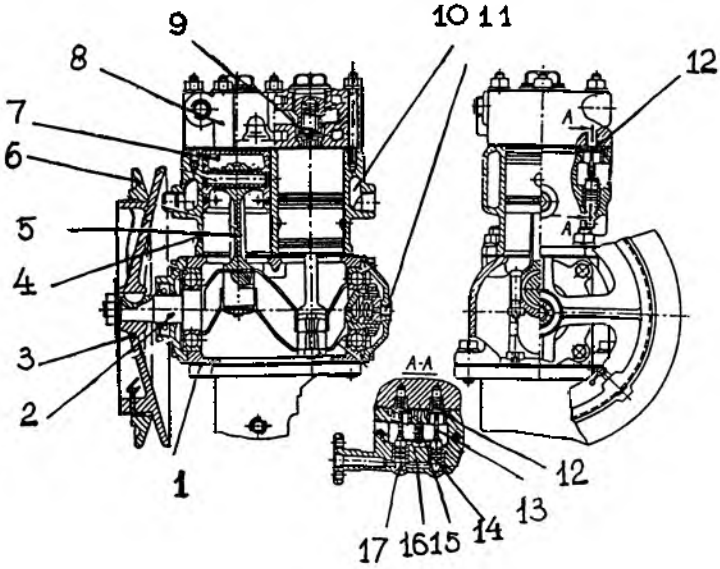


Рис. 14.23. Двухцилиндровый поршневой компрессор

новлены впускные *12* и нагнетательные *9* клапаны. Они выполнены в виде пластин, прижимаемых пружинами к седлам, то есть являются обратными клапанами. Впускные клапаны открываются под действием разрежения в цилиндре, создающегося при ходе поршня вниз, а нагнетательные — под действием избыточного давления воздуха при рабочем ходе поршня.

Смазывание деталей компрессора осуществляется моторным маслом, подводимым через отверстие *11* из системы смазки двигателя. Под давлением обычно смазываются шатунные шейки коленчатого вала, остальные детали смазываются разбрызгиванием. Охлаждаются цилиндры компрессора при помощи водяной рубашки *10*, соединенной с системой охлаждения двигателя. При использовании двигателя с воздушным охлаждением компрессор охлаждается воздухом.

Для быстрого восполнения запасов сжатого воздуха компрессор имеет избыточную производительность, и в нормальных условиях ему достаточно работать не более 10—30% времени. Для того чтобы в оставшееся время компрессор не работал бы на противодавление и, следовательно, не нагревался, не изнашивался и не расходовал бы нерационально мощность двигателя, его снабжают разгрузочным (выключающим) устройством. В двухцилиндровых компрессорах их выключение из работы удобно осуществлять, соединяя между собой полости двух цилиндров, работающих в противофазе. Для этого под впускными клапанами *12* размещаются плунжеры *14* и *17* со штоками *13*. При работе компрессора плунжеры удерживаются в нижнем положении пружиной *15* и коромыслом *16*. После того как компрессор увеличит давление в системе до необходимой величины, регулятор давления подает сжатый воздух в канал, проходящий под плунжерами *14* и *17*, которые поднимутся вверх и откроют впускные клапаны. В результате этого полости цилиндров окажутся соединенными между собой, и поршни будут гонять воздух из одного цилиндра в другой, не сжимая его. При снижении давления воздуха в ресиверах регулятор соединит подплунжерное пространство с атмосферой, плунжеры опустятся вниз, и компрессор включится в работу. Для того чтобы включение — выключение компрессора не происходило слишком часто, давление выключения превышает давление включения на заметную величину. Давление выключения для компрессоров современных грузовых автомобилей обычно составляет 0,75—0,8 МПа, а давление включения 0,65—0,7 МПа.

Другой способ регулирования давления заключается в том, что после заполнения системы воздухом до необходимого давления выход компрессора сообщают с атмосферой. Работающий по такому принципу регулятор показан на *рис. 14.24*. Этот регулятор, помимо управления работой компрессора, предназначен также для очистки воздуха от конденсата влаги и от смазочного материала, поступающих вместе с воздухом из компрессора, а также для ограничения давления

уменьшения диаметра пневматической части выполнена с двумя рабочими полостями, действующими параллельно. Гидропневматический привод мало отличается от пневматического по стоимости, но имеет заметно меньшую массу, в основном за счет более легких исполнительных механизмов. Быстродействие его выше из-за того, что объем, заполняемый сжатым воздухом при торможении, меньше вследствие меньшей длины пневматических трубопроводов.

14.5.6. Аппараты подготовки и хранения сжатого воздуха

В пневматических и гидропневматических приводах рабочим телом является воздух, сжатие которого производится компрессором. Компрессор представляет собой устанавливаемую непосредственно на двигателе автомобиля энергетическую поршневую машину. На *рис. 14.23* показан двухцилиндровый компрессор, в картере *1* которого на шариковых подшипниках установлен коленчатый вал *2*, приводимый клиновым ремнем при помощи шкива *3*. Регулирование натяжения клинового ремня при сборке или вследствие его удлинения при эксплуатации осуществляется либо изменением межосевого расстояния шкивов (смещением корпуса компрессора), либо перемещением его на больший (меньший) радиус шкива смещением вправо (влево) конуса *6* шкива *3*. Наряду с ременным приводом компрессора применяется и шестеренчатый.

Коленчатый вал *2* при помощи шатунов *5* и поршневых пальцев приводит в движение поршни *7*. В головке компрессора *8* уста-

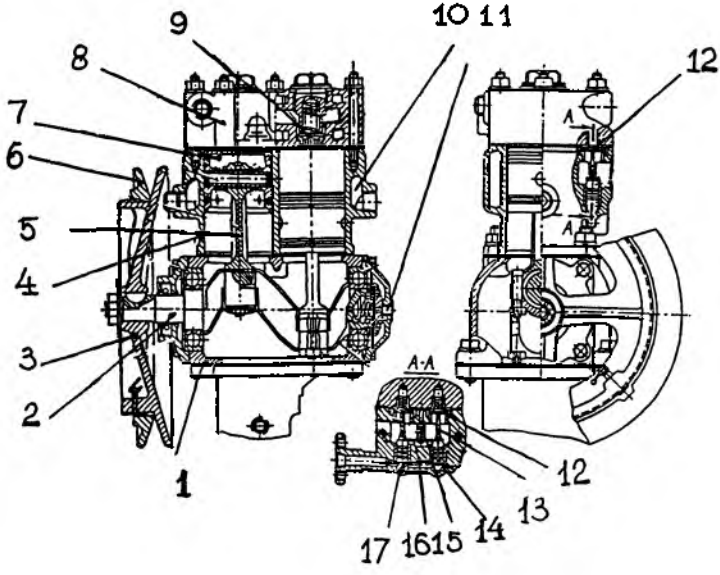


Рис. 14.23. Двухцилиндровый поршневой компрессор

новлены впускные *12* и нагнетательные *9* клапаны. Они выполнены в виде пластин, прижимаемых пружинами к седлам, то есть являются обратными клапанами. Впускные клапаны открываются под действием разрежения в цилиндре, создающегося при ходе поршня вниз, а нагнетательные — под действием избыточного давления воздуха при рабочем ходе поршня.

Смазывание деталей компрессора осуществляется моторным маслом, подводимым через отверстие *11* из системы смазки двигателя. Под давлением обычно смазываются шатунные шейки коленчатого вала, остальные детали смазываются разбрызгиванием. Охлаждаются цилиндры компрессора при помощи водяной рубашки *10*, соединенной с системой охлаждения двигателя. При использовании двигателя с воздушным охлаждением компрессор охлаждается воздухом.

Для быстрого восполнения запасов сжатого воздуха компрессор имеет избыточную производительность, и в нормальных условиях ему достаточно работать не более 10—30% времени. Для того чтобы в оставшееся время компрессор не работал бы на противодавление и, следовательно, не нагревался, не изнашивался и не расходовал бы нерационально мощность двигателя, его снабжают разгрузочным (выключающим) устройством. В двухцилиндровых компрессорах их выключение из работы удобно осуществлять, соединяя между собой полости двух цилиндров, работающих в противофазе. Для этого под впускными клапанами *12* размещаются плунжеры *14* и *17* со штоками *13*. При работе компрессора плунжеры удерживаются в нижнем положении пружиной *15* и коромыслом *16*. После того как компрессор увеличит давление в системе до необходимой величины, регулятор давления подает сжатый воздух в канал, проходящий под плунжерами *14* и *17*, которые поднимутся вверх и откроют впускные клапаны. В результате этого полости цилиндров окажутся соединенными между собой, и поршни будут гонять воздух из одного цилиндра в другой, не сжимая его. При снижении давления воздуха в ресиверах регулятор соединит подплунжерное пространство с атмосферой, плунжеры опустятся вниз, и компрессор включится в работу. Для того чтобы включение — выключение компрессора не происходило слишком часто, давление выключения превышает давление включения на заметную величину. Давление выключения для компрессоров современных грузовых автомобилей обычно составляет 0,75—0,8 МПа, а давление включения 0,65—0,7 МПа.

Другой способ регулирования давления заключается в том, что после заполнения системы воздухом до необходимого давления выход компрессора сообщают с атмосферой. Работающий по такому принципу регулятор показан на *рис. 14.24*. Этот регулятор, помимо управления работой компрессора, предназначен также для очистки воздуха от конденсата влаги и от смазочного материала, поступающих вместе с воздухом из компрессора, а также для ограничения давления

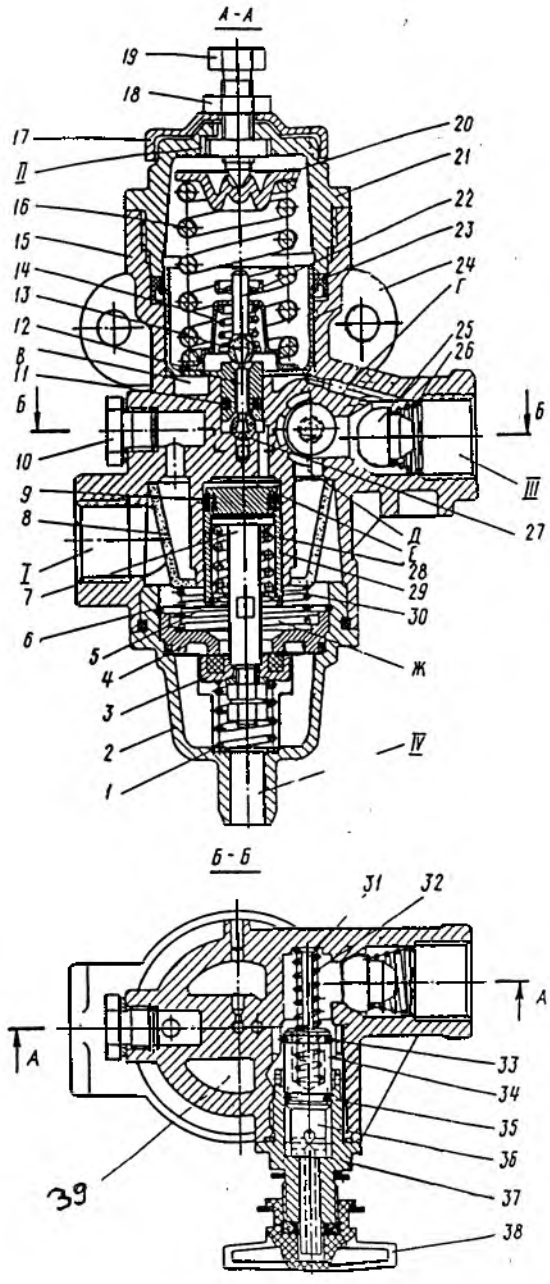


Рис. 14.24. Регулятор давления пневматического привода

воздуха, создаваемого компрессором в случае отказа регулирующих устройств. Кроме этого регулятор снабжен клапаном отбора воздуха, например для накачки шин.

Воздух от компрессора через ввод I, фильтр *8*, канал *Д*, обратный клапан *25* и вывод III подается в систему. Одновременно по каналу *Г* воздух поступает в полость *В*, действуя на поршень *24*. В нижней части поршня свободно (с большим радиальным зазором) установлен стержень *12* с двумя сферическими клапанами на концах *13* и *27*. Когда давление воздуха достигнет необходимой величины, определяемой натягом пружины *16*, поршень *24* поднимется вверх, выпускной клапан *13*, соединяющий полость *Е* через вывод II с атмосферой, закроется, а впускной клапан *27* откроется. Из соединенного с выводом III кольцевого канала *39* воздух начнет поступать в полость *Е*, воздействуя на разгрузочный поршень *29*. Поршень *29*, сжимая пружину *28*, опустится вниз и откроет разгрузочный клапан *3*, после чего воздух из компрессора начнет выходить в атмосферу вместе со скопившимся в полости *Ж* конденсатом. Давление воздуха в канале *Д* упадет, обратный клапан *25* закроется.

После снижения давления воздуха на выводе III до заданной величины произойдут обратные перемещения элементов регулятора, и компрессор включится в работу. Необходимо отметить, что при выключении компрессора воздух воздействует только на площадь поршня *24*, ограничивающую сверху полость *В*. Давление же включения компрессора определяется силой пружины *16*, той же площадью поршня *24* плюс площадью поршня *24*, находящейся в полости, где расположен впускной клапан *27*. Из этого следует, что давление выключения компрессора будет выше, чем давление включения.

При неисправности регулирующих элементов возможно чрезмерное повышение давления. Для устранения этого применяют предохранительные клапаны. В данном случае предохранительный клапан совмещен с разгрузочным клапаном *3*, который открывается самостоятельно при давлении воздуха 1,0—1,35 МПа. Давление срабатывания предохранительного клапана регулируется за счет изменения толщины шайб под пружиной *1*.

Для отбора сжатого воздуха необходимо отвинтить колпачок *38* со штуцера и навернуть на его место шланг со специальным наконечником, который утопит трубчатый удлинитель штока *36*. При этом уплотнение *33* отсечет от штуцера вывод III, а уплотнение *35* откроет доступ воздуха из канала *Д* к штуцеру. Естественно, для того чтобы компрессор подавал сжатый воздух, необходимо, чтобы давление в выводе III было ниже давления выключения компрессора.

Работу пневматических приводов, особенно содержащих поршневые устройства, осложняет влага, содержащаяся в воздухе. Известно, что газы при сжатии нагреваются, а при расширении ох-

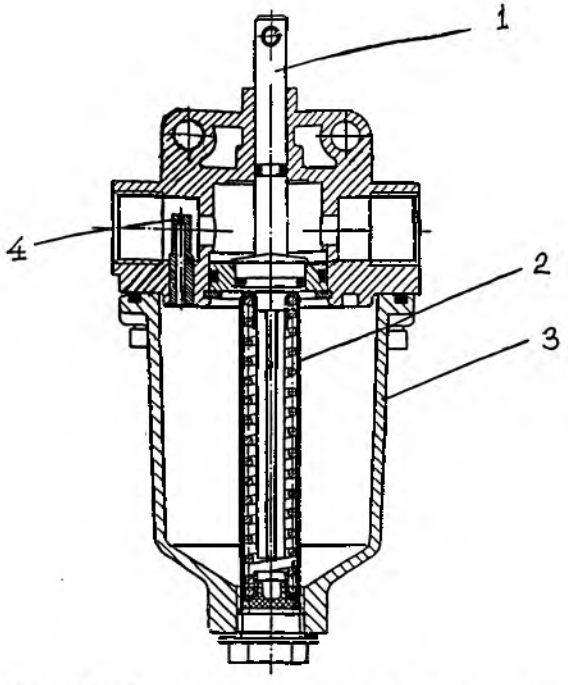


Рис. 14.25. Спиртовой предохранитель от замерзания

лаждаются. Сжатый и охладившийся в ресивере до температуры окружающей среды воздух при торможении подается в магистраль, давление в которой в начальный момент равно атмосферному. Воздух при этом, естественно, расширяется и охлаждается ниже температуры окружающей среды. Степень охлаждения такова, что даже при положительной окружающей температуре влага может выпадать в виде льда, блокирующего работу тормозов. Поэтому в пневматические приводы часто включают устройства, понижающие температуру замерзания воды. Так, для уменьшения вероятности выхода привода из строя при низкой температуре окружающей среды применяют показанный на *рис. 14.25* предохранитель от замерзания. В стакане *3* находятся спирт и фитиль *2*. При температуре окружающего воздуха ниже +5 °С шток *1* вытягивают из корпуса и, растягивая фитиль, выдвигают его верхнюю часть в поток воздуха, идущего в ресиверы. Пары спирта снижают температуру замерзания конденсата, чем увеличивают надежность работы тормозного привода и позволяют удалить конденсат при отрицательных температурах окружающего воздуха. При высоких температурах шток утапливают в корпус, прекращая испарение спирта. Жиклер *4* служит для выравнивания давления воздуха в магистрали и стакане.

Наряду со спиртовыми предохранителями часто применяют влагомаслоотделители. Они бывают нескольких типов: пленочные, фильтрующие, инерционные, термодинамические и т.п. Пленочный отделитель является, по существу, так называемым «мокрым» ресивером. Он располагается первым после компрессора на пути воздуха, который, попадая в него, расширяется и охлаждается. При этом влага выпадает на стенках, стекает вниз и периодически удаляется при помощи специального продувочного крана. Фильтрующие отделители, как это следует из их названия, отфильтровывают жидкую фазу влаги и обычно совмещаются с воздушными фильтрами. В инерционных отделителях используется различие в плотности, а следовательно, и в инерционности воздуха и влаги, находящейся в жидком (капельном) состоянии. На пути потока устанавливают стенку, ударяясь о которую поток резко меняет направление. Капли влаги, будучи более инерционными, не успевают за потоком и оседают на стенке (отбойные отделители). В некоторых случаях поток воздуха закручивают спиральными направляющими в вертикальном стакане, с тем чтобы капли осели на его стенках (центробежные отделители).

Термодинамические отделители можно считать дальнейшим развитием пленочных. Воздух в них охлаждается не за счет расширения в ресивере, которое может быть незначительным, а в специальном радиаторе, обычно представляющем собой гофрированную трубку. На *рис. 14.26* показан такой отделитель, совмещенный с центробежным. Отделитель снабжен устройством для автоматического удаления конденсата, расположенным в нижней крышке. На режиме накачки воздуха мембрана *1* прогнута вниз и небольшое отверстие в ее центре открыто. Через это отверстие конденсат стекает в нижнюю крышку. При переходе компрессора на холостой ход давление в стакане отделителя падает, мембрана прогибается вверх, закрывая

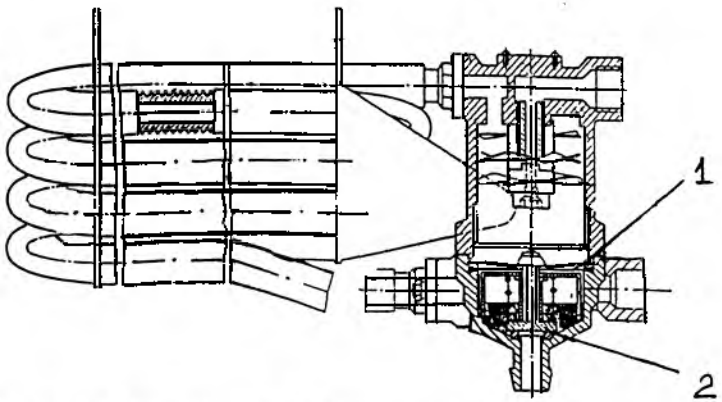


Рис. 14.26. Влагоотделитель для пневматического привода

сливное отверстие и открывая клапан *2*. Для уменьшения вероятности замерзания конденсата магистраль, подводящая горячий воздух к отделителю, проходит через тело нижней крышки. Несмотря на столь совершенную конструкцию, отделители часто снабжают клапанами, перепускающими сырой воздух в обход отделителя при замерзании конденсата.

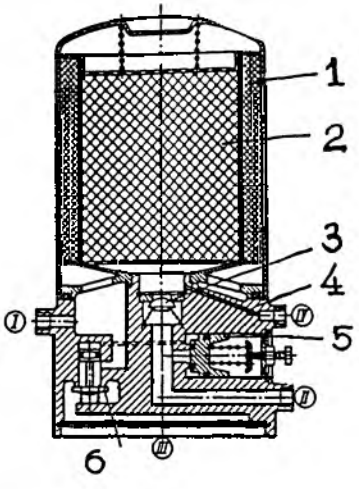


Рис. 14.27. Воздухоосушитель для пневматического привода

Описанные отделители отделяют только жидкую фазу влаги, в силу чего имеют недостаточную эффективность. Спиртовые предохранители также имеют специфические эксплуатационные недостатки. Поэтому разработаны и начинают внедряться поглотительные воздухоосушители. Схема такого прибора показана на *рис. 14.27*. На режиме заполнения системы воздух через ввод I, поролоновый фильтр *1*, поглотитель *2*, обратный клапан *3*, вывод II поступает в ресиверы. Одновременно с наполнением основных ресиверов воздух через жиклер *4* и вывод IV поступает в специальный тупиковый, продувочный ресивер. После увеличения давления воздуха до установленной величины открывается клапан регулятора *5*, и вследствие этого разгрузочный клапан *6* соединяет ввод I с атмосферным выводом III. Ввиду закрытия обратного клапана *3* и падения давления в системе осушенный воздух из продувочного ресивера через жиклер *4*, регулирующий его расход, двигаясь в обратном направлении, проходит через поглотитель, унося ранее задержанную им влагу и делая поглотитель вновь готовым к работе.

В современных условиях в качестве поглотителя чаще других используют синтетические алюмосиликаты щелочных металлов — цеолиты, засыпаемые в продуваемые стаканы в виде гранул. Цеолиты адсорбируют из воздуха до 95% водяных паров, доводя точку росы до −40 ÷70 °С. Количество воздуха, необходимое для регенерации цеолитов, составляет 15—20% от производительности компрессора. При температуре воздуха ниже −25 °С регенерация поглотителя прекращается, поэтому в некоторых случаях осушители снабжаются электрическими подогревателями.

Ресиверы, хранящие запас сжатого воздуха, почти всегда изготавливаются сваркой из листа. Их объем обычно 20—100 л. На автомобиле устанавливается, как правило, несколько ресиверов. Это объясняется необходимостью иметь несколько изолированных хра-

нилищ сжатого воздуха для независимого питания различных систем. Помимо этого существует еще одно соображение, влияющее на выбор количества ресиверов. Вследствие высокой упругости газов разрыв емкостей, хранящих такие газы, весьма опасен. Причем опасность тем выше, чем больше энергии запасено в данном ресивере. Энергия, содержащаяся в ресивере, определяется давлением газа и его количеством. Существуют законодательные ограничения, предписывающие через определенное время проверять на прочность газовые баллоны, если произведение давления газа в них на их емкость превышает определенную величину. Учитывая, что периодическая проверка ресиверов независимыми надзирающими органами создала бы большие трудности при эксплуатации автомобилей, конструкторы предпочитают в таких случаях применять несколько малых ресиверов вместо одного большого.

14.5.7. Приборы управления подачей воздуха

Тормозные краны, служащие для управления подачей сжатого воздуха, можно разделить на два типа: аналоговые и релейные. Аналоговые краны обладают отрицательной обратной силовой связью и позволяют в зависимости от величины входного сигнала устанавливать в тормозной магистрали любое давление. Входным сигналом для тормозных кранов является действующее на орган управления усилие или положение органа управления. Такие краны применяются для управления рабочей и запасной тормозными системами. В тех случаях, когда отсутствует необходимость иметь в тормозном приводе любое промежуточное давление воздуха, применяют упрощенные релейные краны, способные только впускать и выпускать рабочее тело. Схема крана такого типа показана на *рис. 14.28 а*. Корпус *2* разделен на три полости *3*, *5* и *8* двумя стенками *4* и *6*. Пневматический вывод I связан с атмосферой, вывод II — с исполнительной, в данном случае тормозной, магистралью, вывод III — с ресивером. Полости крана, а следовательно, и выводы I, II, III могут сообщаться между собой при помощи клапанов *9* и *10*, соединенных общим стержнем. В показанном на рисунке положении управляющий шток *1* выдвинут из корпуса, клапан *9* закрыт под действием пружины *7*, а клапан *10* открыт и тормозная магистраль через указанный клапан, трубчатое окончание *12* штока, отверстие *11* и вывод I соединена с атмосферой.

При нажатии на управляющий шток клапан *10* закрывается, отсоединяя тормозную магистраль от атмосферы, а затем клапан *9* соединяет ее с ресивером, в результате чего в тормозной магистрали установится давление, равное давлению воздуха в ресивере. При выдвигании штока из корпуса сначала закроется клапан *9*, а затем через открывшийся клапан *10* воздух выйдет в атмосферу.

Описанные схемы конструкций тормозных кранов основаны на использовании двух соединенных стержнем клапанов. Аналогичных результатов можно достичь, применив, как показано на *рис. 14.28 е*, один плоский клапан *17*, взаимодействующий с двумя кольцевыми седлами.

На *рис. 14.29* показана конструкция тормозного крана, управляющего подачей воздуха в двухконтурном тормозном приводе грузового автомобиля. Основу конструкции составляют два плоских клапана *10* и *15*, взаимодействующие периферийной частью с седлом корпуса, а внутренней частью с трубчатыми седлами *9* и *16*. Сжатый воздух подводится к вводам I и II от двух независимых ресиверов. Через выводы III и IV воздух подается к тормозным механизмам двух контуров. Вывод V служит для выпуска воздуха при растормаживании. При нажатии на педаль рычаг *1* через ролик *3*, толкатель *4* и тарелку *6* воздействует на резиновый упругий элемент *7* и поршень *8*. Седло *9* отсекает выход воздуха в атмосферу, а открывшийся затем клапан *10* позволяет ему поступать к выводу III. Реактивный поршень *8* устанавливает на выводе III давление, пропорциональное силе, действующей на толкатель *4*. Одновременно через отверстие *18* воздух поступает к большому поршню *12*, ко-

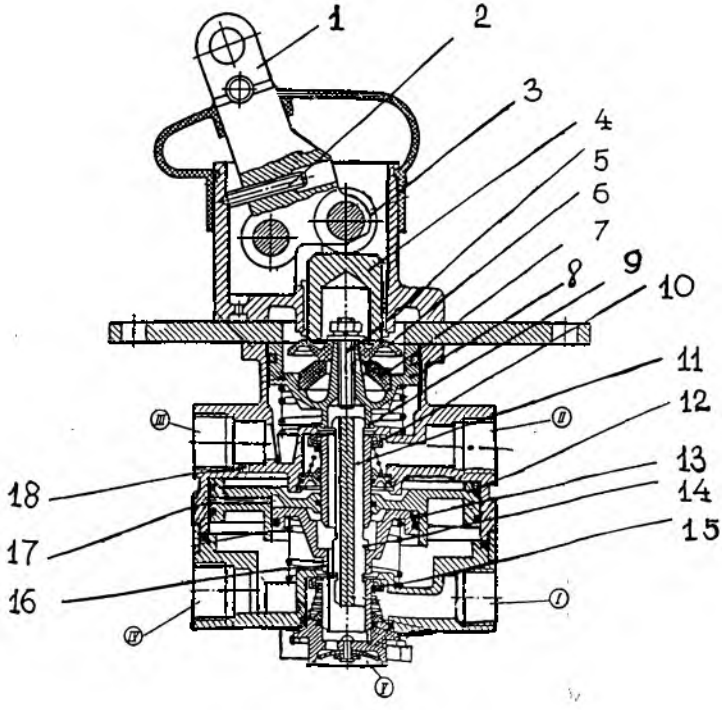


Рис. 14.29. Тормозной кран для двухконтурного тормозного привода

торый, передавая усилие через малый поршень *13*, приводит в действие нижнюю секцию. При нормальной работе обеих секций реактивным элементом нижней секции является поршень *12*, который закрывает клапан *15* при давлении воздуха на выводе IV, равном давлению воздуха на выводе III. При отказе нижней секции верхняя сохраняет работоспособность. При отказе верхней секции поршень *12* не перемещается, но винт *5* через заплечики *14* стержня *11* приведет в действие клапан *15*. Реактивным элементом нижней секции в этом случае будет поршень *13*, имеющий такой же диаметр, как и поршень *8*.

Применение резинового элемента вместо традиционной стальной пружины объясняется относительной простотой обеспечения нелинейной характеристики. Обеспеченная за счет этого пониженная чувствительность системы при малых усилиях позволяет водителю более точно дозировать интенсивность торможения с малыми замедлениями, что очень важно для сохранения устойчивости автомобиля при его движении по скользкой дороге. Тарелка *6* своей периферийной частью ограничивает деформацию упругого элемента *7*. Нелинейность зависимости давления воздуха на выводах III и IV от хода педали не нарушает линейности изменения указанных давлений при изменении силы, приложенной к плунжеру *4*. Винт *2* служит для устранения зазоров при сборке крана.

Использование крана подобной конструкции возможно в подпедальном варианте, когда на толкатель непосредственно воздействует педаль. Это повышает точность управления процессом торможения путем уменьшения зоны нечувствительности за счет снижения трения в приводе, но может создать трудности при компоновке автомобиля.

Особенностью конструкции является наличие радиального канала *17* в поршне *12*. Этот поршень при большом диаметре имеет малый осевой размер, что создает предпосылки для его перекоса. Чтобы избежать заклинивания, наружную поверхность поршня выполняют бочкообразной, что делает его внешние уплотнения менее надежными. Указанный канал служит для контроля работоспособности этих уплотнений: в случае их отказа при нажатой педали через вывод V будет вытекать воздух.

Для приведения в действие стояночной системы необходим тормозной кран обратного действия. Основу показанной на *рис. 14.30* конструкции составляет двойной плоский клапан *8*. Он взаимодействует с седлом поршня *6* и торцом штока *7*. Ввод I соединяется с ресивером, вывод II — с тормозной магистралью, а вывод III — с атмосферой. В расторможенном состоянии шток находится в крайнем нижнем положении (для удобства пользования рукояткой на автомобиле кран устанавливается в наклонном состоянии, поэтому на самом деле это положение не является нижним). При нижнем положении штока клапан *8* не соприкасается с седлом

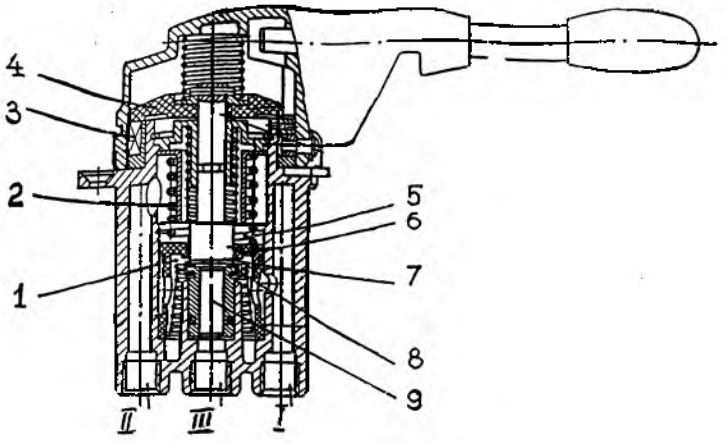


Рис. 14.30. Тормозной кран обратного действия (для стояночной тормозной системы)

поршня *6*, вследствие чего ввод I соединен с выводом II и в тормозной магистрали устанавливается такое же давление воздуха, как и в ресивере.

При повороте рукоятки она через торцевой кулачок *3* поднимает колпачок *4* штока *7* и сам шток. Поднятие штока приводит к посадке клапана на седло поршня и открытию канала *9*, соединяющего тормозную магистраль с атмосферой. Снижение давления воздуха в полости *5* заставит поршень под действием давления воздуха в полости *1* подняться вверх, вследствие чего клапан *8* сядет на торец штока *7* и снижение давления прекратится. Момент прекращения вытекания воздуха в атмосферу зависит в рассматриваемой конструкции не от силы, приложенной к регулирующему элементу (в данном случае штоку), как было в ранее описанной конструкции, а от его положения. В момент закрытия клапана наблюдается равновесие сил, действующих на поршень. Сила давления воздуха в полости *1* уравновешивается суммой силы давления воздуха в полости *5* и силы пружины *2*. Допустим, что давление воздуха в полости *1* постоянно. Тогда сумма сил, действующих на поршень сверху, будет также постоянна. Но при нахождении штока в нижней части его хода пружина *2* в значительной степени распрямлена и воздействует на поршень слабо. Следовательно, равновесие сил, сопровождающее закрытие клапана, произойдет при высоком давлении воздуха в полости *5*. При верхнем же расположении штока сила воздействия пружины на поршень велика, и закрытие клапана произойдет при низком давлении воздуха в полости *5*. В крайнем верхнем положении сила пружины будет такова, что клапан вообще не закроется, и в тормозной магистрали установится атмосферное давление.

Рукоятка описанного тормозного крана имеет два фиксированных крайних положения. Отпущенная водителем в любом промежуточном положении, она автоматически займет положение, соответствующее расторможенному состоянию тормозной системы.

Борьба за повышение надежности тормозного управления автопоездов привела к необходимости обеспечивать торможение прицепа как при срабатывании любого из контуров рабочей тормозной системы тягача, так и при включении его стояночной системы. Это потребовало применения специальных кранов. На *рис. 14.31* показана такая конструкция, являющаяся, по существу, развитием схемы, приведенной на *рис. 14.28 г*. Основу конструкции составляет двойной клапан *11*, взаимодействующий с седлами поршней *7* и *13*. Вводы I, III соединены с выходами секций тормозного крана, управляющих двумя контурами тормозного привода тягача. Ввод II соединен с краном стояночной системы, вывод IV – с управляющей магистралью прицепа, ввод V – с ресивером, установленным на тягаче, и, наконец, вывод VI осуществляет связь управляющей магистрали прицепа с атмосферой.

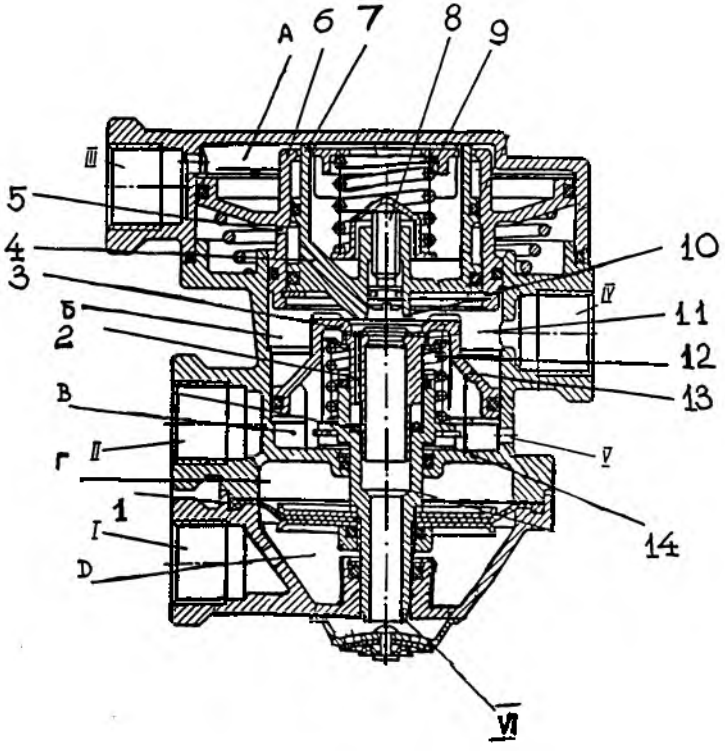


Рис. 14.31. Специальный тормозной кран для тормозного привода автопоезда

В расторможенном состоянии в полостях *А*, *Б*, *Д* давление равно атмосферному, а в полостях *В* и *Г* оно равняется давлению в ресиверах. Отношение площадей поршня *13* и диафрагмы *1* таково, что поршень находится в нижнем положении, прижимаясь к корпусу *14*.

При подаче воздуха на ввод I равновесие поршня *13* нарушается, он поднимается вверх, клапан *11*, садясь на седло *10*, отсекает полость *Б* от атмосферы и, оторвавшись от седла *3*, соединяет ее с полостью *В*. В результате давление в полости *Б* и управляющей магистрали прицепа начинает подниматься. Возрастающее давление воздуха, воздействуя сверху на поршень *13*, заставляет его немного опуститься и закрыть клапан *11*, устанавливая в управляющей магистрали прицепа величину давления, соответствующую давлению в полости *Д*.

При включении стояночного тормоза давление в полости *Г* начинает снижаться, и поршень *13* под действием давления в полости *В* начнет подниматься, совершая действия, описанные выше. Только давление в полости *Б* будет в этом случае обратно пропорционально давлению в полости *Г*.

При подаче воздуха на ввод III кран срабатывает за счет опускания седла *10* поршня *7* и сжатия пружины *12*. Поршень *7* установлен внутри большого поршня *6*, который воздействует на поршень *7* через предварительно сжатую пружину *9*. В начале подачи воздуха на ввод III поршни *6* и *7* опускаются вместе. Ввиду того что диаметр полости *А* больше диаметра полости *Б*, малое давление в полости *А* уравновешивает большее давление воздуха в полости *Б*, и на этом этапе давление в полости *Б* растет быстрее, чем давление в полости *А*. Это обеспечивает опережающее торможение прицепа, предотвращая его «набегание» на тягач и «складывание» автопоезда. После установления в полости *Б* определенного давления созданная им сила воздействия на поршень *7* становится равной силе пружины *9*, и поршень *6* перестает участвовать в регулировании давления в полости *Б*. Изменившееся соотношение площадей поршней изменяет закон регулирования давления. Винтом *8* устанавливают величину предварительного натяга пружины *9*, регулируя величину опережения торможения прицепа.

Привод крана от ввода I не снабжен системой опережения торможения прицепа, поэтому при одновременной подаче воздуха на вводы I, III из-за большей площади поршня *6* давление в полости *Б* растет быстрее, чем этого требует давление на вводе I, и поршень *13* остается на месте. При отказе контура тягача, связанного с вводом III, прицеп затормаживается без опережения, в связи с чем при неодинаковой эффективности контуров тягача к вводу III присоединяют более «сильный» контур.

При растормаживании воздух из управляющей магистрали выходит через вывод VI, а из полости *А*, *Г*, *Д* — через свои тормозные краны (секции).

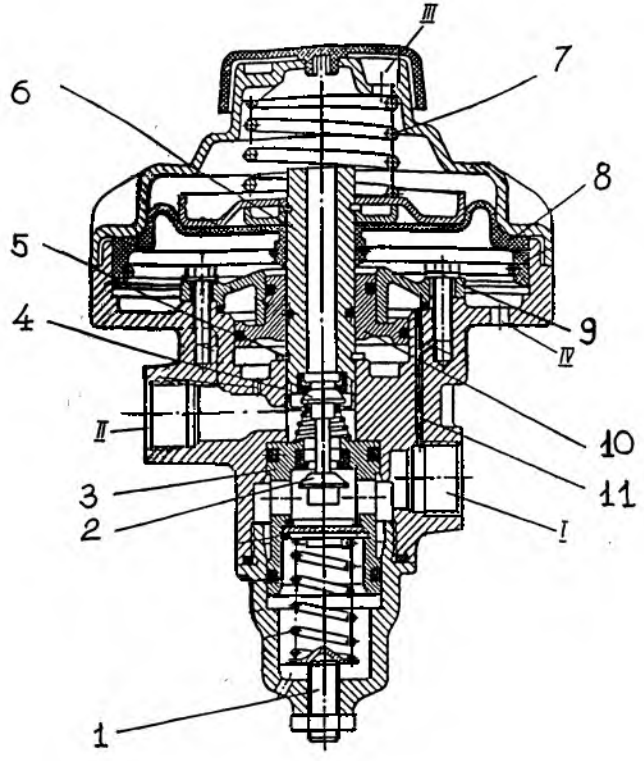


Рис. 14.32. Кран управления тормозами прицепа с однопроводным приводом

Каналы *2*, *4* и *5* соединяют замкнутые полости с атмосферой для того, чтобы находящийся в этих полостях воздух не препятствовал бы перемещению поршней.

В случае использования прицепа с однопроводным приводом тормозной системы необходимо иметь на тягаче соответствующее устройство для управления тормозами такого прицепа. Очевидно, что кран управления однопроводной тормозной системой прицепа должен быть выполнен по схеме, показанной на *рис. 14.28 д*, но на шток должно действовать управляемое давление сжатого воздуха. На *рис. 14.32* показана конструкция такого крана. Ввод I соединен с ресивером, выводы II и III связаны с соединительной магистралью прицепа и атмосферой соответственно. В расторможенном состоянии пружина *7* опускает шток *6* вниз, закрывает клапан *4* и открывает клапан *2*. После установления в соединительной магистрали определенного давления (0,5—0,52 МПа) поршень *3* опустится, закрыв клапан *2*. Ограниченное по сравнению с давлением в ресивере давление на выводе II необходимо для того, чтобы избежать сра-

батывания тормозной системы прицепа при колебаниях давления воздуха в сети тягача. Величина этого давления регулируется винтом *1*.

Ввод IV соединен с установленной на тягаче магистралью, предназначенной для управления тормозами прицепа, имеющего двухпроводное управление. При нажатии водителем на педаль тормоза повышающееся давление в системе поднимает диафрагму *8* и открывает клапан *4*, после чего давление на выводе II начнет снижаться. Для обеспечения опережения торможения прицепа в конструкцию введен дифференциальный (ступенчатый) поршень *10*. На его нижнюю поверхность действует давление, равное давлению на выводе II. На верхнюю периферийную поверхность действует давление, имеющееся на вводе I и поступающее к поршню по каналу *11*. На верхнюю внутреннюю поверхность поршня *10* действует давление, управляющее диафрагмой *8*. В расторможенном состоянии и при больших значениях давления поршень прижимается к опоре *9* и не участвует в регулировании давления на выводе II. Указанное регулирование осуществляется за счет взаимодействия давления, действующего на нижний торец штока *6*, давления, действующего на начальном этапе торможения только на диафрагму и силы пружины *7*. По мере увеличения давления на вводе IV давление на выводе II будет уменьшаться. При некотором давлении сумма сил, действующих на дифференциальный поршень *10* сверху, превысит силу, приложенную к нему снизу. В результате поршень сместится вниз, сядет на кольцо *5* и начнет участвовать в регулировании давления.

В некоторых случаях для обеспечения независимого торможения прицепа при неподвижном автопоезде описанную конструкцию дополняют рукояткой, которая через торцевой кулачок может поднимать вверх шток, подобно тому как это происходит в кране, показанном на *рис. 14.30*.

Пневматический тормозной привод прицепа должен иметь устройство, способное обеспечивать заполнение ресиверов его тормозной системы от компрессора тягача, устанавливать в соответствии с получаемой с тягача информацией в своей тормозной магистрали определенное давление и в случае разрыва автопоезда автоматически включать тормозные механизмы. Такие устройства получили название воздухораспределителей. На *рис. 14.33* приведен чертеж такого прибора.

К вводу I присоединяется либо соединительная магистраль однопроводного привода прицепа, либо питающая магистраль двухпроводного привода. Выводы II и III соединены с атмосферой и с ресиверами прицепа соответственно. Вывод IV соединен с тормозной магистралью прицепа, а ввод V в случае установки воздухораспределителя на прицепе с двухпроводным управлением соединяется с управляющей магистралью привода.

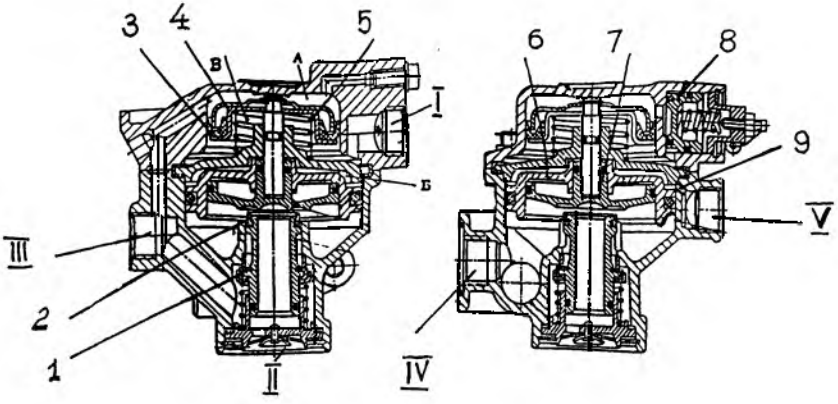


Рис. 14.33. Воздухораспределитель тормозной системы прицепа

При однопроводном приводе прицепа на режиме отсутствия торможения воздух из ввода I, отгибая края манжеты *3*, поступает через ввод III в ресиверы прицепа. При этом давление в полостях *А* и *В* одинаковое, и пружина *5*, подняв поршни *4*, *6* и *7*, закрывает клапан *1* и открывает клапан *2*, в результате чего тормозная магистраль прицепа соединяется с атмосферой, то есть вентилируется. При однопроводном приводе прицепа в случае торможения давление на вводе I начинает снижаться, края манжеты *3* садятся на корпус, перепад давлений между полостями *А* и *В* опускает вниз поршни *4* и *7*, клапан *2* закрывается, а клапан *1* открывается, в результате чего начинает подниматься давление на выводе IV. Реактивным элементом, обеспечивающим пропорциональность управляющего воздействия (в данном случае перепада давлений в полостях *А* и *В*) и давления на выводе IV, является малый поршень *7*. Большой поршень *6* при работе однопроводного привода прицепа не функционирует.

При работе тягача с прицепом, имеющим двухпроводную систему, воздух из питающей магистрали через ввод I наполняет ресиверы прицепа аналогично тому, как это имеет место при однопроводном приводе. Сигнал о необходимости торможения и его интенсивности поступает на ввод V и через отверстие *9* в полость *Б*, где, воздействуя на поршень *6*, приводит в действие клапанную систему. Реактивным элементом в данном случае является большой поршень *6*.

В случае разрыва автопоезда при любом типе привода падение давления на вводе I включит тормоза прицепа.

Выше было отмечено, что при однопроводной системе управления тормозами прицепа необходимо вводить в конструкцию устройства, исключающие срабатывание тормозов прицепа при незначительных снижениях давления воздуха в сети тягача. В рас-

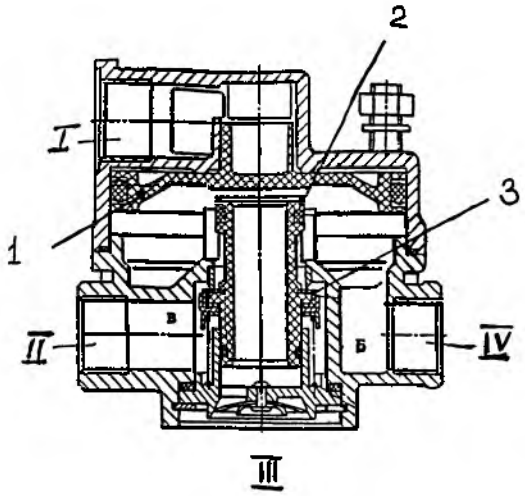


Рис. 14.34. Ускорительный клапан

сматриваемом воздухораспределителе для этого служит клапан *8*, содержащий поршень, на который воздействует давление, имеющееся в полостях *А* и *В*. При давлении на вводе I, превыщающем 0,5—0,52 МПа, клапан открывается, и давление в полости *А* не может стать больше давления в полости В и вызвать включение тормозов прицепа. Наличие такого устройства влечет за собой некоторое замедление торможения прицепа, оторвавшегося от тягача, которое начнется только после падения давления на вводе I до 0,5—0,52 МПа.

Применение на прицепе воздухораспределителя позволяет увеличить быстродействие тормозного привода автопоезда. Для решения такой проблемы касательно имеющих большую длину одиночных автомобилей применяют ускорительные клапаны. Показанный на *рис. 14.34* ускорительный клапан фактически представляет собой тормозной кран, управляемый давлением воздуха, подаваемым на ввод I. Ввод II связан с ресивером, вывод III — с атмосферой, а вывод IV — с исполнительным устройством. При подаче воздуха поршень *1* закрывает клапан *2* и открывает клапан *3*. Одновременно этот поршень служит реактивным элементом, поддерживающим соответствие давлений на вводе I и выводе IV. Ускорение срабатывания достигается за счет того, что воздуху, идущему от тормозного крана, не надо заполнять большие объемы исполнительных механизмов. Следует отметить, что кроме ускорения начала торможения достигается и ускорение растормаживания, что в некоторых случаях, например во время трогания автомобиля на перекрестке после по-

явления разрешающего сигнала, может быть необходимо. Замедленное растормаживание приводит к повышенным износам сцепления, тормозных накладок, излишним напряжениям в сцепке автопоезда.

Если необходимо уменьшить только время выключения тормозной системы, то применяют упрощенные клапаны быстрого растормаживания. Основу изображенной на *рис. 14.35* конструкции составляет грибообразная мембрана-клапан *2*. При подаче воздуха на ввод I периферийная часть мембраны прогибается, и воздух поступает через два вывода II к исполнительным механизмам. При растормаживании после снижения давления на вводе I мембрана прогнется вверх, и ее стебель, работая подобно клапану, откроет воздуху короткий выход в атмосферу через вывод III, который обычно снабжают глушителем шума выпуска *3*. Для того чтобы из-за жесткости краев мембраны не происходило снижения давления на выводах II по сравнению с давлением на вводе I, в корпусе сделан выравнивающий канал *1*.

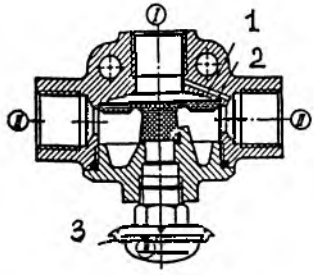


Рис. 14.35. Клапан быстрого растормаживания

В некоторых случаях возникает необходимость управлять (поднимать и снижать давление) каким-либо устройством от двух независимых органов управления. В частности, целесообразно предусматривать возможность растормаживания стояночной тормозной системы от разных групп ресиверов или непосредственно от компрессора, что позволит автомобилю быстрее начать движение после стоянки. Для достижения этой цели служат двухмагистральные клапаны. В конструкции, показанной на *рис. 14.36*, вводы I и II соединены с управляющими магистралями, вывод III — с исполнительным элементом. Основной деталью клапана является свободно установленная резиновая мембрана *1*, которая под действием потока воздуха, выходящего из одной из управляющих магистралей, ложится на входные отверстия другой магистрали и уплотняет ее. Учитывая, что входные отверстия управляющих магистралей должны быть большими, а мембрана гибкой, но не затягиваться в отверстие, входные отверстия делают в виде крупной решетки.

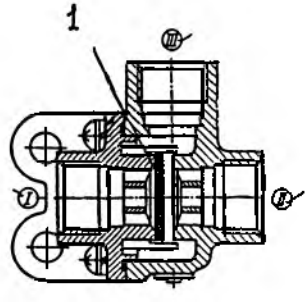


Рис. 14.36. Двухмагистральный клапан

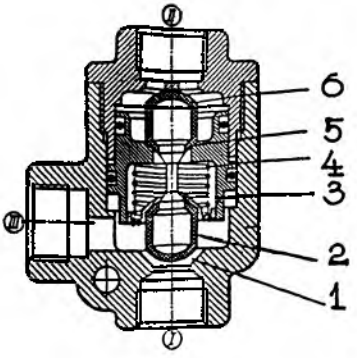


Рис. 14.37. Редуцирующий клапан

Выше указывалось, что в однопроводной системе питания прицепа давление равняется 0,5—0,55 МПа, а в питающей магистрали двухпроводной системы доходит до 0,8 МПа. В исполнительные механизмы тормозного привода прицепа должно подаваться одинаковое давление независимо от того, какую систему управления прицепом имеет тягач, поэтому двухмагистральный клапан иногда дополняют устройством, редуцирующим давление. На *рис. 14.37* показана такая конструкция, представляющая собой дифференциальный поршень *3*, несущий два клапана *2* и *6*. При подаче воздуха на ввод I поршень поднимется вверх, упрет клапан *6* в перемычку корпуса и прижмет седло *5* к клапану, закрыв ввод II. При подаче воздуха на ввод II поршень опустится вниз, посадит клапан *2* на седло *1*, после чего откроется клапан *6*. Поршень, имея сверху активную поверхность меньшую, чем снизу, будет в этом случае отслеживать на выводе III давление меньшее, чем на вводе II.

В случае применения воздухораспределителя прицепа описанной выше конструкции необходимость в редуцирующем клапане отпадает, поскольку воздухораспределитель, имея два различных реактивных поршня, работающих при однопроводном или двухпроводном приводе прицепа, самостоятельно обеспечивает давление в тормозной магистрали прицепа, пропорциональное давлению в тормозных магистралях тягача, независимо от типа привода прицепа.

14.5.8. Защитные устройства пневматических приводов

Современное тормозное управление с пневматическим приводом имеет ряд контуров, каждый из которых должен сохранять работоспособность при отказе остальных. Обычно имеются: два контура рабочей системы, контур стояночной системы, контур питания прицепа, контур потребителей, не связанных с тормозным управлением. В последний контур входят элементы, управляющие дополнительной коробкой передач, блокировкой дифференциала, дверями автобусов, усилителем сцепления и т.п. Все контуры питаются сжатым воздухом от одного компрессора. При выходе из строя одного контура возникает двойная задача: изолировать неисправный контур, чтобы избежать потери воздуха остальными контурами, и продолжать питание сжатым воздухом этих контуров.

Первую задачу легко решить, поставив между компрессором и каждым контуром обратный клапан. Но регулировка обратных клапанов не может быть идеальной, и питание контуров в этом случае будет начинаться с контура, обратный клапан которого открывается при меньшем давлении. Если откажет именно этот контур, то питание остальных производиться не будет. Задачу решили, воспользовавшись тем, что в оставшихся исправными контурах сохраняется давление воздуха, применив клапаны, имеющие давление открытия заметно большее, чем давление закрытия. В изображенном на *рис. 14.38* тройном защитном клапане ввод I соединен с компрессором, выводы II, III и IV – с защищаемыми контурами (вывод IV соединен с полостью *А*). В каждом контуре имеется клапан *3*, нагруженный пружиной *5*, и мембрана *4*. Для открытия клапана давление под ним должно равняться примерно 0,57 мПа. После открытия клапана воздух начинает действовать и на мембрану, активная площадь которой больше площади клапана, поэтому закрытие клапана произойдет при меньшем давлении, примерно 0,51 МПа. При обрыве одного из контуров, например контура, питаемого через вывод III, давление на выводе III быстро упадет. Начнет падать оно и на выводе II и вводе I. Падение давления будет продолжаться до уровня, соответствующего давлению закрытия клапанов, после чего клапан *3* закроется и компрессор, питая исправные

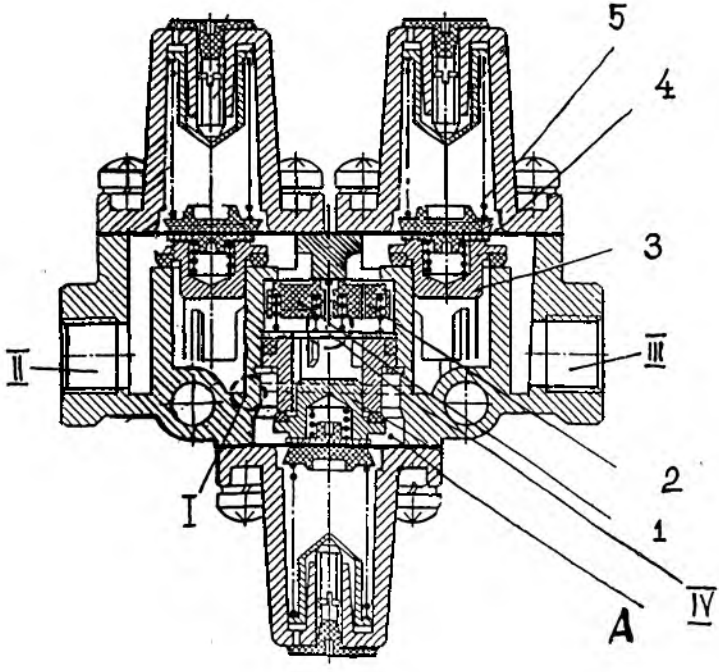


Рис. 14.38. Тройной защитный клапан

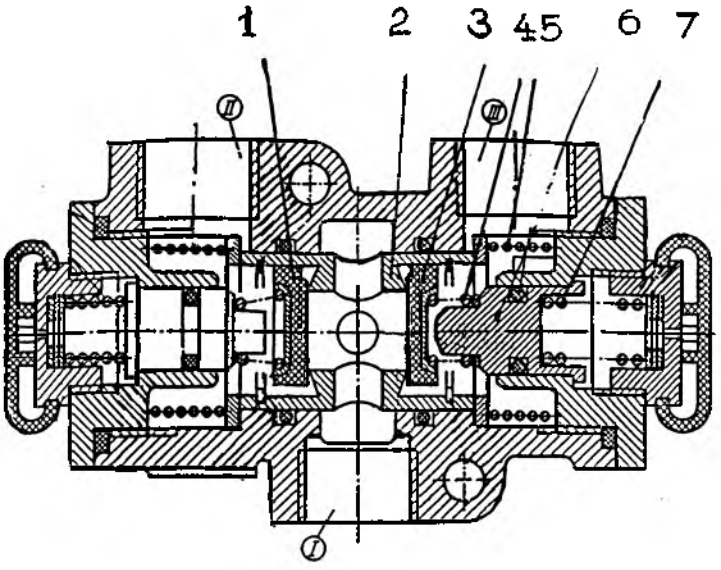


Рис. 14.39. Двойной защитный клапан

контуры, будет поддерживать на вводе I и выводах II и IV давление в интервале 0,51—0,57 МПа. При превышении верхнего предела давления клапан *3* будет открываться, выпуская воздух через неисправный контур в атмосферу. Питание исправных контуров при этом, естественно, будет прекращаться.

Третий контур, называющийся дополнительным, включен последовательно двум основным через обратные клапаны *1* и *2*. Это, при отсутствии в данном контуре расхода воздуха, позволяет поддерживать в нем давление, превышающее давление открытия клапанов, даже при отказе двух основных контуров.

Двойной защитный клапан, показанный на *рис. 14.39*, представляет собой, по существу, два обратных клапана *1* и *3*. Особенностью конструкции, позволяющей надежно изолировать отказавший контур и одновременно продолжать питание исправного, является наличие поршня *2*, в котором расположены седла клапанов. При отказе одного из контуров, например связанного с выводом III, поршень *2* под действием перепада давлений в контурах сдвинется вправо, сжимая пружину *5*, до упора клапана *3* в плунжер *6*. Если до этого клапаны *1* и *3*, нагруженные пружинами *4*, открывались при давлении воздуха 0,02—0,03 МПа, то теперь клапану *3* для открытия необходимо сжимать еще и пружину *7*. В результате этого открытие неисправного контура и стравливание через него воздуха произойдет при давлении 0,52—0,54 МПа, которое будет поддерживаться в исправном контуре. После восстановления герметичности неисправного контура давление воздуха в нем совместно со сжатой пружиной *5* поставит поршень в среднее положение.

Недостатком описанного клапана является то, что поршень перемещается только при отказе одного из контуров, то есть в течение длительного времени он остается неподвижным. За это время между поверхностью поршня и поверхностью соприкасающихся с ним деталей (в первую очередь имеются в виду резиновые уплотнения и корпус) могут образоваться прочные связи, в результате чего поршень лишится подвижности. Определить это во время движения автомобиля невозможно, данная неисправность обнаружит себя именно в тот момент, когда клапан должен будет сработать. Поэтому такие устройства в перспективных разработках не применяются.

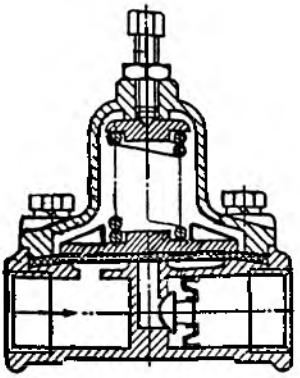


Рис. 14.40. Одинарный защитный клапан

В некоторых случаях возможно применение упрощенных одинарных защитных клапанов (*рис. 14.40*). Величина площади мембраны и сила пружины обуславливают относительно низкое давление открытия клапана. Реальное рабочее давление заметно превышает его. В случае обрыва магистрали, питающей контур, воздух из него должен выходить до тех пор, пока давление в контуре не снизится до давления закрытия клапана, обусловленного силой пружины и сечением центрального отверстия клапана. Чтобы повысить надежность клапана, применяют дополнительный обратный клапан.

14.5.9. Исполнительные механизмы пневматических тормозных приводов

Основным типом исполнительных механизмов пневматических тормозных приводов является показанная на *рис. 14.41 а* пневматическая камера. Диафрагма такой камеры защемлена между крышкой и корпусом при помощи конических поверхностей хомута *3*. При подаче воздуха через штуцер *1* диафрагма надавливает на тарелку *2*, которая через шток *5* передает усилие и движение рычажно-кулачковому или клиновому устройству, связывающему шток камеры с тормозными колодками. Отверстия *4* служат для выпуска и впуска воздуха из корпуса и в корпус при перемещении диафрагмы. Камеры просты, надежны, не требуют обслуживания, не изнашиваются, но имеют весьма существенный недостаток. По мере перемещения штока диафрагма занимает положения, показанные на *рис. 14.41 б*. Сила давления воздуха, вызывающая растяжение периферийной части диафрагмы, расположенной правее пунктирной линии, не участвует в создании полезной силы на штоке. Поэтому

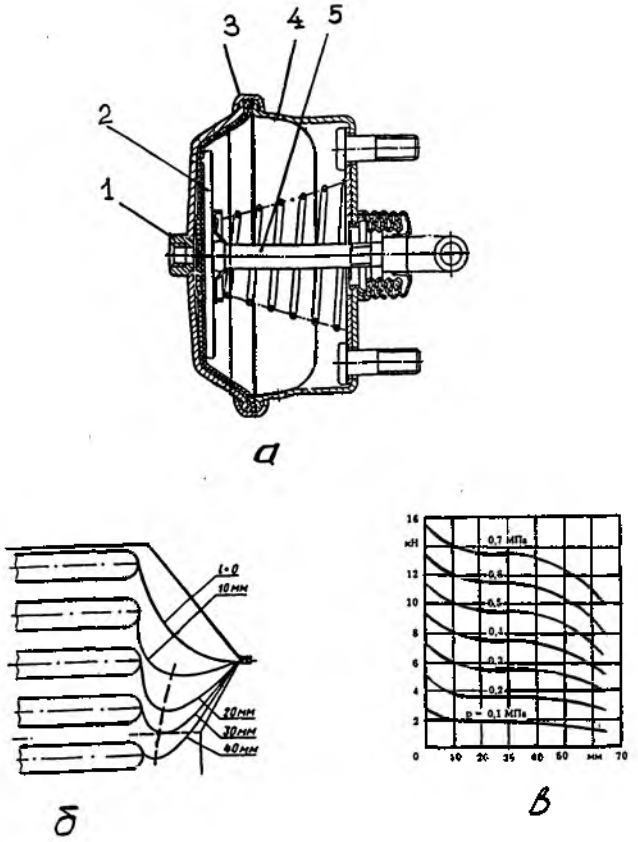


Рис. 14.41. Пневматическая камера
а — конструкция; б — схема деформации диафрагмы;
в — рабочая характеристика

характеристика пневматической камеры не описывается горизонталью (*рис. 14.41 в*), а активный (реально работающий) диаметр диафрагмы является переменным и меньшим, чем ее конструктивный диаметр. Заметное падение силы на штоке камеры, начинающееся примерно с середины хода штока, уменьшает реальный полезный его ход.

В тех случаях, когда от исполнительного механизма требуется большой ход, применяют пневматические цилиндры (*рис. 14.42*). Пневматические цилиндры имеют усилие на штоке, не зависящее от его перемещения, и меньший конструктивный диаметр, но они сложнее, КПД их ниже, они чувствительны к загрязнению и замерзанию конденсата, поэтому применение их ограничено.

Современные конструкции тормозного управления часто используют в качестве тормозных механизмов стояночной системы колесные тормозные механизмы рабочей системы. Использовать

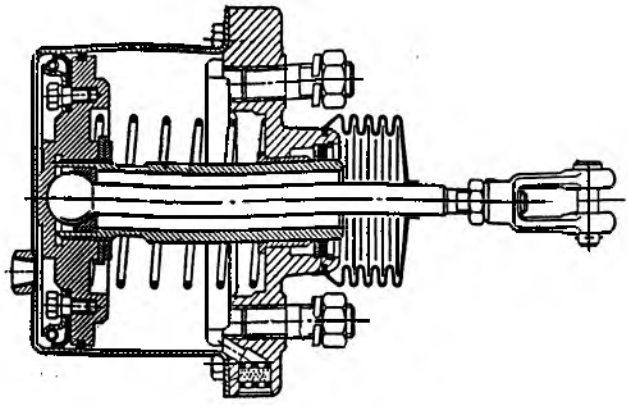


Рис. 14.42. Пневматический цилиндр

для приведения их в действие непосредственно пневматический привод нельзя, так как из-за всегда имеющихся утечек воздуха он не может поддерживать приводное усилие достаточно долго. В результате на автомобилях с пневматическим тормозным приводом часто используется техническое решение, при котором тормозной механизм включается пружиной, а выключается силой давления рабочего тела.

На *рис. 14.43* показано такое устройство, совмещенное с обычной пневматической камерой. На шток *1* камеры *2* воздействует диафрагма *3* (подвод воздуха к ней на рисунке не показан) или пружина *5*, которая действует через поршень *6* и толкатель *4*. Для включения стояночной системы нужно снизить давление под поршнем, что делается при помощи крана управления с ручным приводом (*рис. 14.30*). Пружину в данной конструкции часто называют аккумулирующей.

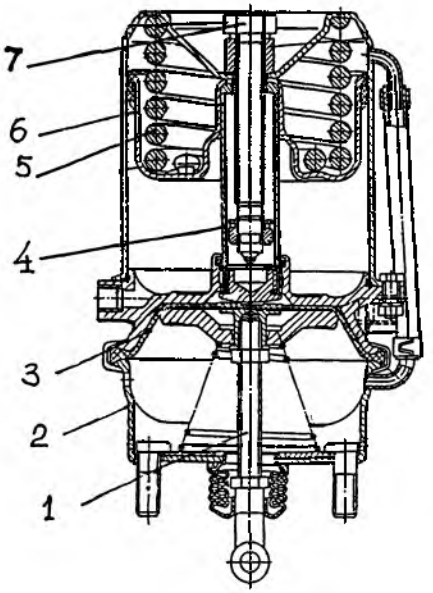


Рис. 14.43. Пневматическая камера с пружинным аккумулятором

Выше отмечалось, что поршневые устройства чувствительны к загрязнению. С другой стороны, зона задних мостов автомобилей, где устанавливаются пневматические

камеры с пружинными аккумуляторами, весьма грязная. Поэтому верхняя полость цилиндра соединена не с атмосферой, а при помощи трубопровода — с полостью под диафрагмой, в результате чего при срабатывании поршня воздух в верхнюю полость цилиндра не засасывается из атмосферы, а нагнетается из полости под диафрагмой. Так как пружина должна иметь большую длину, ее крайние витки почти всегда делают уменьшенного диаметра.

Для обеспечения возможности растормаживания автомобиля при отсутствии в тормозном приводе сжатого воздуха (например, при отказе двигателя), а также для сжатия пружины при ремонте, предусмотрен болт *7*. Однако операция растормаживания автомобиля при помощи подобных болтов весьма трудоемка, особенно если таких механизмов на автомобиле несколько. Поэтому все чаще применяют устройства, содержащие специальную деталь, расположенную между поршнем и толкателем и при определенном угловом положении связывающую их. Поворотом этой детали можно разомкнуть поршень и толкатель и прекратить воздействие пружины на шток. После появления сжатого воздуха при сжатой пружине обратным вращением указанной детали поршень и толкатель снова соединяют.

14.5.10. Общая схема тормозного управления с пневматическим приводом

Типовая схема пневматического привода тормозного управления показана на *рис. 14.44*. Компрессор *1* через регулятор давления *20* и спиртовой влагоотделитель *21* подает воздух в «мокрый» ресивер *10*, откуда он поступает к двойному *19* и тройному *14* защитным клапанам. Так как давление открытия двойного защитного клапана весьма мало, то в начале работы компрессора происходит накачка ресивера *22* стояночной системы и ресивера *23* вспомогательной тормозной системы, к которому присоединены другие потребители сжатого воздуха. Это сделано для того, чтобы после запуска двигателя автомобиль мог быстрее начать движение, имея возможность управления агрегатами трансмиссии.

Накачка ресиверов *22* и *23* сопровождается подачей воздуха в ресиверы прицепа. Это осуществляется через одинарный защитный клапан *26* и одну из соединительных головок *32*, если прицеп снабжен двухпроводным приводом, либо через клапан *24* управления однопроводной системой прицепа и соединительную головку *33*.

После увеличения давления воздуха до необходимой величины открываются клапаны тройного защитного клапана *14* и начинается накачка ресиверов *9* и *11*, обслуживающих два контура рабочей тормозной системы. Одновременно давление подается на вход крана аварийного растормаживания стояночной системы *8*. Ресиверы *9* и *11* связаны с двумя секциями тормозного крана *18*.

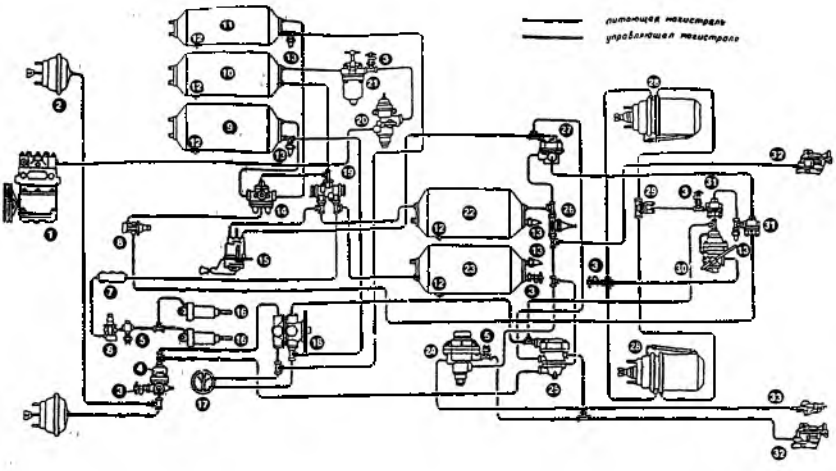


Рис. 14.44. Типовая схема пневматического тормозного привода

При нажатии на педаль тормоза воздух поступает к исполнительным механизмам *2* и *28* переднего и заднего контуров, а также на два входа клапана управления тормозной системой прицепа *25*. Срабатывание указанного клапана приводит к повышению давления в управляющей магистрали, связывающей через соединительную головку *32* тормозную систему тягача с воздухораспределителем прицепа, имеющего двухпроводную тормозную систему. Управляющая магистраль соединена не только с головкой *32*, но и с клапаном управления *24* тормозной системой прицепа, имеющего однопроводный привод. Клапан *24*, снижая давление в магистрали, связанной через соединительную головку *33* с воздухораспределителем прицепа, включает в работу тормоза прицепа, снабженного однопроводным приводом.

Подача воздуха к передним исполнительным механизмам *2* производится через клапан ограничения давления *4*, а к задним — через регулятор тормозных сил *30*.

Стояночная система помимо ресивера *22* включает в себя кран управления *15*, кран аварийного растормаживания *8*, ускорительный клапан *27*, два работающих последовательно двухмагистральных клапана *31*, клапан быстрого растормаживания *29* и исполнительные механизмы, снабженные аккумулирующими пружинами. В расторможенном состоянии сжатый воздух из ресивера *22* или компрессора через кран *15* и другие элементы системы заряжает пружинные аккумуляторы *28*. При необходимости торможения водитель рукояткой крана *15* снижает давление воздуха в камерах аккумуляторов, устанавливая необходимую интенсивность торможения.

Клапан *27* служит для ускоренной подачи воздуха в механизмы *28* не через кран *15*, а непосредственно из ресивера. Дело заключается в том, что в этих механизмах конструктивно невозможно применить длинную пружину. Короткая же, жесткая пружина, развивающая

расчетную силу в отпущенном состоянии, значительно увеличивает ее при сжатии. Это обстоятельство требует большого диаметра поршня (*6* на *рис. 14.43*) и, следовательно, увеличенного рабочего объема механизмов *28*. Отсутствие клапана *27* привело бы к вялому растормаживанию автомобиля и затруднению его быстрого трогания с места (особенно остро стоит этот вопрос на трехосных автомобилях, где стояночная система может иметь четыре пружинных механизма).

Клапан *29*, называющийся клапаном быстрого растормаживания, в данном случае выполняет противоположную функцию. Позволяя быстро выпустить воздух, он способствует быстрому включению стояночной системы. Краном *8* водитель пользуется в случае разгерметизации ресивера *22* или при отказе крана *15*.

Исполнительные механизмы стояночной системы *28*, как видно из описания, могут управляться от кранов *8* и *15*. При включении одного из этих кранов необходимо перекрыть магистраль, идущую от другого крана. Эту задачу выполняет первый двухмагистральный клапан *31*, расположенный ближе к кранам.

Второй двухмагистральный клапан *31* применен с другой целью. При одновременном включении рабочей и стояночной систем на штоке пневматической камеры с пружинным аккумулятором, создается удвоенная сила, могущая привести к поломке тормозного механизма. Для предотвращения такой ситуации магистраль рабочей тормозной системы имеет ответвление, присоединенное, например, к вводу I двухмагистрального клапана (*рис. 14.36*), а магистраль, идущая от ускорительного клапана *27* (*рис. 14.44*), присоединяется к вводу II. При отсутствии давления воздуха на вводе I мембрана *1* занимает левое положение и не препятствует связи ввода II и вывода III, соединенного с исполнительными механизмами стояночной системы. Но если в рабочей тормозной системе есть давление, то при попытке снизить давление на вводе II мембрана сместится вправо и перекроет этот ввод, препятствуя включению стояночной системы.

Описанная система сложна, и ее диагностирование затруднено. Поэтому кроме датчиков *5* и *13*, зажигающих контрольные лампочки, она снабжена несколькими клапанами контрольного вывода *3*, предназначенными для проверки состояния системы в стационарных условиях. Открыв такой клапан, можно убедиться в наличии сжатого воздуха в проверяемой магистрали, а присоединив к нему манометр, можно определить параметры работы клапанов.

14.6. Приборы регулирования тормозных сил

Как было показано в начале главы, для обеспечения наиболее эффективного торможения необходимо распределять тормозные силы (тормозные моменты) между передними и задними тормозными

механизмами в соответствии с нормальными реакциями колес R_z. Для решения этой задачи применяются регуляторы тормозных сил. Существует несколько вариантов таких регуляторов, некоторые из которых рассматриваются ниже.

14.6.1. Регуляторы с дифференциальным поршнем

Одна из наиболее популярных конструкций регулятора тормозных сил, используемая в гидравлическом приводе тормозов, показана на *рис. 14.45 а*, а ее схема – на *рис. 14.45 б*. Корпус регулятора *4* жестко закреплен на кузове автомобиля и при помощи трубопровода *8* соединен с ГТЦ. Давление в этом трубопроводе равняется давлению в переднем контуре тормозного привода – p_1. Другой трубопровод *7* соединяет регулятор с тормозными механизмами задних колес. Внутри регулятора находится так называемый дифференциальный поршень *6*, имеющий два рабочих диаметра: *D* и *d*. Наружный конец стебля поршня *6* через упругий элемент *2*, рычаг *1* и серьгу взаимодействует с задней подвеской автомобиля, например с ее балкой *9*. В реальных конструкциях вместо рычага *1* и пружины *2* обычно применяют торсион. Один его конец через серьгу соединен с балкой подвески, а другой воздействует на стебель поршня *2* (*рис. 14.45 а*). Помимо поршня *6* регулятор содержит уплотнение *5*, поджимаемое к заплечикам корпуса или к втулке пружиной *3*.

Регулятор имеет два режима работы. На первом режиме, когда давление p_1 относительно невелико, поршень *5* силой $F_{пр}$ пружины *2* поднимается вверх и прижимается к корпусу с силой $F_{кор}$. Известно, что на тела, находящиеся в замкнутом объеме, внутреннее давление

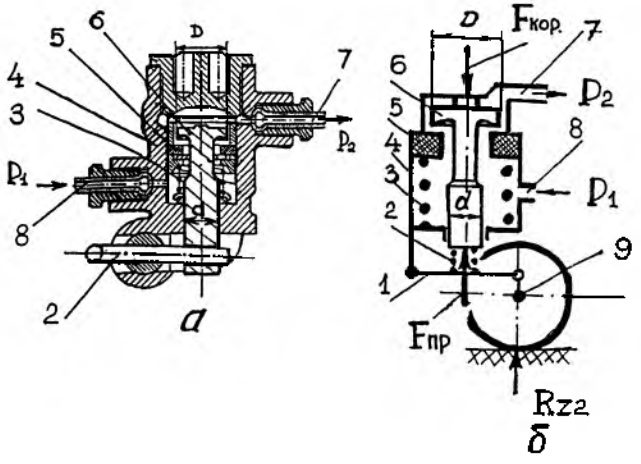


Рис. 14.45. Регулятор давления с дифференциальным поршнем (*а*) и его конструктивная схема (*б*)

действует со всех сторон равномерно и равнодействующая элементарных сил давления равняется нулю. Из *рис. 14.45* видно, что не подвергается действию внутреннего давления только та часть стебля поршня, которая выходит из корпуса наружу. Поэтому давление p_1, действуя на площадь S_1, равную $\frac{\pi d^2}{4}$, будет создавать силу, стремящуюся вытолкнуть поршень из корпуса. Составим баланс сил, приложенных к поршню;

$$p_1 S_1 + F_{кор} - F_{пр} = 0$$

и, разрешив его относительно силы $F_{кор}$,

$$F_{кор} = -p_1 S_1 + F_{пр}$$

получим уравнение линейной функции.

Из этого уравнения и графика, приведенного на *рис. 14.46*, следует, что по мере увеличения давления p_1 сила взаимодействия поршня с корпусом уменьшается и при определенной его величине станет равной нулю. Причем чем больше сила $F_{пр}$ сжатия пружины *2*, тем при большем давлении p_1 сила $F_{кор}$ станет равной нулю. Факт исчезновения силы $F_{кор}$ означает, что поршень оторвется от корпуса, опустится вниз, сядет на уплотнение *5* и разъединит трубопроводы *7* и *8*, после чего регулятор перейдет на второй режим работы. На этом режиме баланс сил, приложенных к поршню, описывается уравнением:

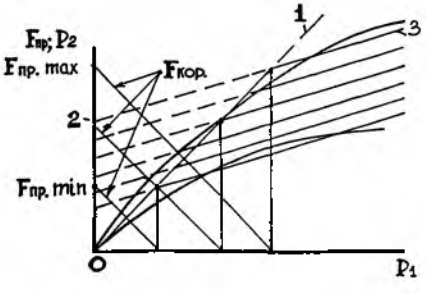


Рис. 14.46. Рабочая характеристика регулятора с дифференциальным поршнем

$$p_1(S_2 - S_1) + F_{пр} - p_2 S_2 = 0,$$

где $S_2 = \frac{\pi D^2}{4}$.

Разрешив полученную зависимость относительно давления p_2, получим:

$$p_2 = \frac{p_1(S_2 - S_1)}{S_2} + \frac{F_{пр}}{S_2}.$$

Из этого уравнения следует, что на втором режиме работы регулятора связь давлений p_1 и p_2 будет описываться не лучом 0—1 (*рис. 14.46*), как на первом режиме, а отрезком линии 2—3 или какой-либо другой, расположенной ниже и параллельной линии 2—3. Какая из указанных линий заменит луч 0—1, очевидно, будет зависеть от силы $F_{пр}$ пружины *2*, а она определяется деформацией упругих элементов задней подвески, то есть степенью загрузки автомобиля.

При растормаживании сообщение между трубопроводами *7* и *8* восстанавливается, несмотря на падение давления p_1 до нуля. Этому способствует увеличение при растормаживании силы $F_{пр}$ и смещение уплотнения *5* вниз под действием давления p_2.

Таким образом, регулятор изменяет соотношение между давлениями в приводе передних и задних тормозных механизмов в зависимости от величины загрузки автомобиля. Однако делает это регулятор не идеально, что объясняется несколькими причинами. Во-первых, идеальное регулирование, которое должно соответствовать одной из кривых, изображенных на *рис. 14.46*, заменяется регулированием по ломаной линии. Во-вторых, в качестве критерия загрузки автомобиля используется деформация упругих элементов задней подвески, но при нелинейной характеристике жесткости подвески ее прогиб не является линейной функцией загрузки автомобиля. В-третьих, на деформацию упругих элементов подвески под действием загрузки автомобиля накладывается прогиб подвески из-за так называемого «клевка» автомобиля при торможении. Последнее обстоятельство усугубляется тем, что величина прогиба подвески при «клевке» почти всегда нелинейно связана с величиной замедления автомобиля.

Несмотря на указанные недостатки, подобные регуляторы тормозных сил обеспечивает вполне удовлетворительный эффект и повсеместно применяются для улучшения распределения тормозных сил между передними и задними колесами автомобиля.

Наряду с описанным регулятором широкое распространение получила другая конструкция, работающая по такому же принципу. В корпусе *6* изображенного на *рис. 14.47* регулятора установлен с возможностью скольжения поршень *5*, несущий на боковой стенке клапан в виде шарика *8*, поджимаемого в радиальном направлении пружиной *3*. Пружина *3* представляет собой упругое разрезное цилиндрическое кольцо. Другая, изготовленная из волнистой ленты, торцевая пружина *2* прижимает поршень *5* к торцу корпуса. Стержень *1* несет на себе коническую шайбу *4*, взаимодействующую с шариком *8*. На внешний конец стержня действует упругое зве-

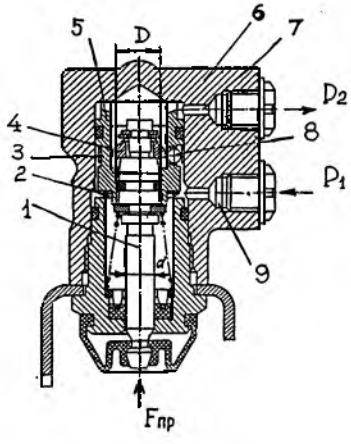


Рис. 14.47. Вариант конструкции регулятора с дифференциальным поршнем

но, сила которого $F_{пр}$ пропорциональна деформации упругих элементов задней подвески. Вход *9* соединен с ГТЦ, а выход *7* — с тормозными механизмами задних колес автомобиля.

При низких значениях давления p_1 клапан *8* открыт, и давление p_2 равно давлению p_1. По мере увеличения нажатия на педаль тормоза возрастающее давление p_1, преодолев силу $F_{пр}$ упругого звена, опустит стержень *1* вниз, и шарик *8* закроет клапан. После закрытия клапана давление p_2 будет воздействовать на площадь, диаметр которой *D* равен наружному диаметру стержня *1*, а давление p_1 будет действовать на такую же площадь минус площадь, обусловленную меньшим диаметром стержня *d*.

14.6.2. Регуляторы лучевого типа

По другому алгоритму работают регуляторы тормозных сил, не использующие для регулирования соотношения давлений p_1 и p_2 деформацию упругих элементов подвески. Основу показанной на *рис. 14.48* конструкции составляют два поршня *4* и *10* и коромысло *3*. Полость над поршнем *4* связана со входом *6*, который, в свою очередь, соединен с ГТЦ, вследствие чего давление в нем p_1 всегда равняется давлению в тормозной магистрали передних колес ав-

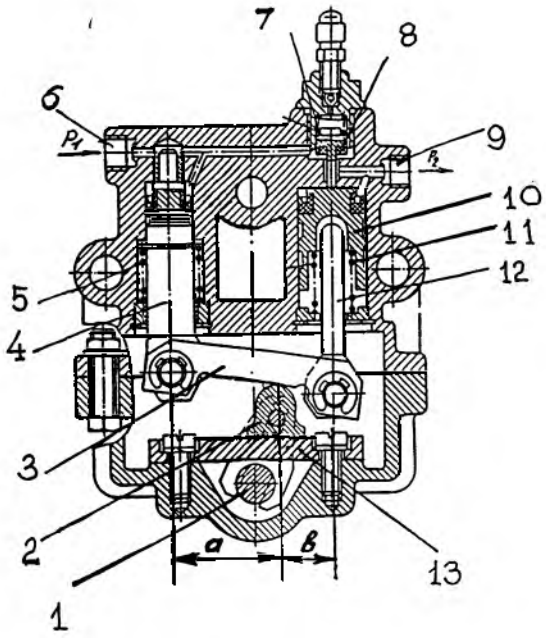


Рис. 14.48. Регулятор лучевого типа для гидравлического тормозного привода

томобиля. Выход *9* соединен с магистралью задних колес. Между входом *6* и выходом *9* установлен клапан *8*, взаимодействующий с поршнем *10*. Опора *2* коромысла *3* имеет возможность скользить вдоль пластины *13* при вращении вала *1*.

В расторможенном состоянии пружина *11* через поршень *10* открывает клапан *8*. Увеличение давления p_1 в начале торможения вызывает опускание поршня *10* до упора в шток *12* и закрытие клапана *8*. После закрытия клапана соотношение давлений p_1 и p_2 будет определяться условием равновесия коромысла *3*:

$$aS_4 p_1 - aF_5 = bS_{10}p_2 - bF_{11},$$

где a и b — плечи коромысла; S_4 и S_{10} — площади поршней *4* и *10*; F_5 и F_{11} — силы, создаваемые пружинами *5* и *11*. Преобразуем полученное равенство:

$$p_2 = \frac{aS_4 p_1}{bS_{10}} - \frac{aF_5 + bF_{11}}{bS_{10}}.$$

Примем, что деформация пружин *5* и *11*, необходимая для срабатывания клапана *8*, мала, и учтем, что вал *1* неподвижен. Тогда величины a, b, F_5 и F_{11} будут постоянными, а зависимость давления p_2 от давления p_1 линейной. Параметры механизма подбираются таким образом, чтобы величина $(aF_5 - bF_{11})$ примерно равнялась нулю. При этом условии график зависимости между p_2 и p_1 будет описываться лучом, проходящим через начало координат. Вращение вала *1* и смещение опоры *2* влечет за собой изменение плеч a и b коромысла, что приводит к изменению угла наклона луча функции $p_2 = f(p_1)$. Таким образом, если предусмотреть поворот вала в соответствии со степенью загрузки автомобиля, то будет получен регулятор тормозных сил с так называемой лучевой характеристикой (показана на *рис. 14.49*).

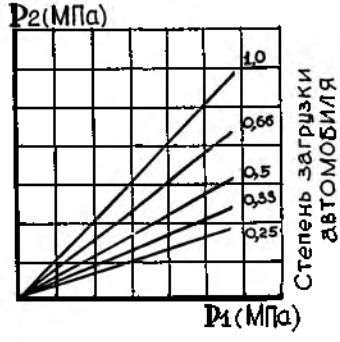


Рис. 14.49. Рабочая характеристика регулятора лучевого типа

Теоретически регуляторы тормозных сил с дифференциальным поршнем, имея характеристику, описываемую ломаной линией, обеспечивают большее приближение к идеалу, чем регуляторы с лучевой характеристикой. Однако в некоторых случаях это преимущество невелико. Например, для грузовых автомобилей отношение $\frac{h_g}{L}$ (*рис. 14.1*) в среднем меньше, чем для легковых, в силу чего для

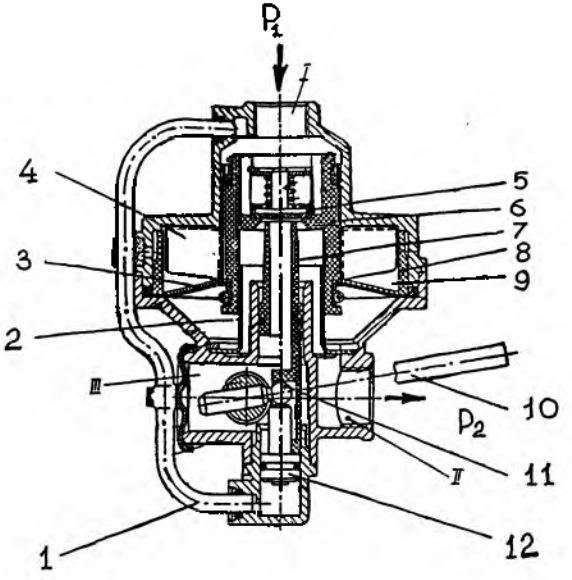


Рис. 14.50. Регулятор лучевого типа для пневматического тормозного привода

этих автомобилей кривые идеальных функций $p_2 = f(p_1)$ ближе к прямым. Дополнительно способствует «выпрямлению» требуемых характеристик регуляторов грузового автомобиля меньшая величина их «клевка» при торможении (меньшая величина «клевка» обусловлена как меньшей величиной отношения $\frac{h_g}{L}$, так и большей жесткостью упругих элементов подвесок грузовых автомобилей). Сказанное объясняет широкое распространение на грузовых автомобилях регуляторов тормозных сил лучевого типа.

На *рис. 14.50* показан такой регулятор, предназначенный для пневматического привода тормозов. В корпусе с возможностью осевого перемещения установлены толкатель *7*, поршень *6* и неподвижная вставка *8*. Поршень и вставка снабжены радиальными ребрами *4* и *9* соответственно. Ребра поршня расположены в зазорах между ребрами вставки. Нижние кромки ребер фасонные. К этим кромкам прилегает диафрагма *3*, внутренний край которой связан с поршнем *6*. Поршень снабжен клапаном *5*, могущим взаимодействовать как с поршнем, так и с толкателем *7*. Толкатель *7* при наличии сжатого воздуха на вводе I (трубке *1* и, следовательно, поднятом малом поршне *12*), взаимодействует с рычагом *11*, связанным с наружным рычагом *10*, который, в свою очередь, через серьгу присоединен к балке заднего моста автомобиля. Таким образом, деформация упругих элементов подвески приводит к сме-

щению толкателя вверх относительно корпуса при загрузке автомобиля и вниз при его разгрузке.

В расторможенном состоянии поршень *6* находится в верхнем положении. Вывод II, соединяющий регулятор с тормозными механизмами задних колес автомобиля, отсоединен от ввода I, связывающего регулятор с тормозным краном, и соединен с атмосферным выводом III.

При подаче сжатого воздуха на ввод I в начале торможения поршень *6* опустится вниз, клапан *5* сядет на седло толкателя *7* и оторвется от седла поршня *6*. Сжатый воздух начнет поступать в тормозные камеры. Одновременно через зазор между поршнем и направляющей *2* воздух будет поступать в полость *А* и воздействовать на диафрагму *3*. Сила воздействия сжатого воздуха на диафрагму определяется ее активной площадью. Очевидно, что активной площадью диафрагмы будет та ее часть, которая опирается на ребра *4* поршня. В положении, показанном на *рис. 14.50*, эта площадь равна нулю. Это означает, что при полной загрузке автомобиля клапан *5* не закрывается, а давление воздуха на вводе I равняется его давлению на выводе II (верхний луч на *рис. 14.49*).

Если автомобиль будет загружен не полностью, то седло толкателя *7* будет располагаться ниже и открытие клапана *5* произойдет в ситуации, когда внутренняя часть диафрагмы будет опираться не на ребра вставки *9*, а на ребра поршня, то есть будет являться активной площадью. При определенном давлении воздуха на выводе II (и в полости *А*) сила его воздействия на диафрагму превысит силу воздействия воздуха сверху на поршень *6*, и клапан *5* закроется, прекратив дальнейшее увеличение давления воздуха в тормозных камерах. Очевидно, что чем меньше будет загрузка автомобиля, тем ниже будет располагаться седло толкателя, тем больше будет активная площадь диафрагмы и тем меньше будет давление воздуха в тормозных камерах.

Таким образом, в данной конструкции применен принцип регулирования, при котором величина давления воздуха задается изменением положения клапана. Однако если при таком же принципе регулирования в кране управления стояночной тормозной системой (*рис. 14.30*) давление воздуха на выходе должно зависеть только от одного параметра – угла поворота рукоятки, то в регуляторе тормозных сил это необходимо делать в зависимости от двух параметров – положения рычага управления *10* и давления воздуха после тормозного крана. Поэтому вместо пружины, однозначно изменяющей свою силу при изменении положения клапана, в данном регуляторе на поршень действует давление воздуха в магистрали, идущей от тормозного крана. С другой стороны, в принципе действия описанной конструкции можно обнаружить аналогию с принципом действия гидравлического регулятора тормозных сил, показанного на *рис. 14.48*. В этом регуляторе соотношение давлений рабочего

тела на входе и выходе изменяется за счет изменения отношения плеч коромысла, которое уравновешивает поршни, находящиеся под указанными давлениями. В последнем случае для этой цели изменяют отношение площадей, на которые воздействуют эти давления.

Выпуск воздуха при растормаживании производится через трубчатую полость толкателя *7* и вывод III, то есть регулятор выполняет функцию клапана быстрого растормаживания.

В расторможенном состоянии малый поршень *12* под действием рычага *11*, колеблющегося при «игре» подвески, опускается вниз, а толкатель занимает крайнее верхнее неподвижное положение. Такое техническое решение позволяет избежать излишнего изнашивания толкателя и его уплотнения.

14.6.3. Клапаны ограничения давления

Несмотря на то что график функции оптимального распределения тормозных сил между передними и задними колесами грузовых автомобилей ближе к прямой, чем такой же график для легковых автомобилей, все же между ним и прямой имеются существенные отличия. Поэтому при отсутствии регулирования тормозных сил или при наличии регулятора лучевого типа при малых замедлениях автомобиля наблюдается перетормаживание передних колес. Этот эффект может приводить к повышенному изнашиванию тормозных накладок тормозных механизмов передних колес при служебных торможениях и к опасному блокированию колес при торможениях на скользкой дороге.

Для устранения данного недостатка в пневматических тормозных приводах иногда применяют показанный на *рис. 14.51* клапан ограничения давления, который можно отнести к регуляторам тормоз-

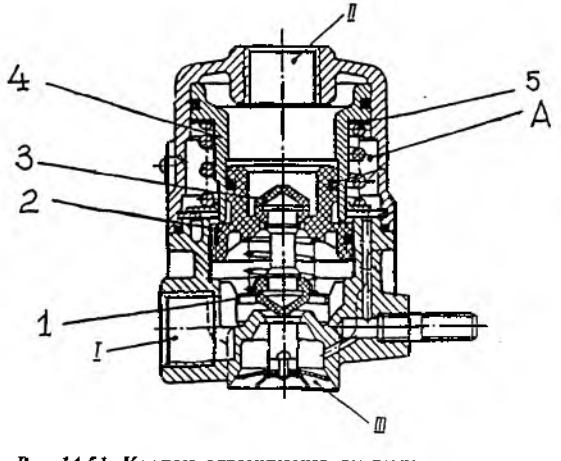


Рис. 14.51. Клапан ограничения давления

ных сил. Ввод II соединяет клапан с тормозным краном, вывод I — с тормозными камерами передних колес, а вывод III — с атмосферой. В расторможенном состоянии поршни *2* и *4* находятся в верхнем положении, воздушный клапан *3* закрыт, а атмосферный клапан *1* открыт. При подаче сжатого воздуха на ввод II поршень *2* опускается, клапан *1* закрывается, а клапан *3* открывается. Давление воздуха на выводе I, действуя снизу на поршень *2*, стремится закрыть клапан *3*. Большая величина нижней площади ступенчатого поршня *2* приводит к тому, что давление воздуха в камерах передних тормозных механизмов будет нарастать медленнее, чем давление воздуха, устанавливаемое тормозным краном. После достижения определенного давления на вводе II начнет опускаться вниз поршень *4*, который в результате посадки на поршень *2* изменит соотношение рабочих площадей поршней, вследствие чего произойдет перелом характеристики клапана. Таким образом, наличие в тормозном приводе клапана ограничения давления приводит к снижению тормозной силы передних колес при торможении с малой интенсивностью.

Выпуская воздух через вывод III при растормаживании, клапан работает подобно клапану быстрого растормаживания. Полость *А* сообщается с атмосферой для того, чтобы находящийся в ней воздух не создавал сил, действующих на поршни *2* и *4*. Сила пружины, определяющей момент включения в работу поршня *4*, при настройке клапана устанавливается подбором регулировочных прокладок *5*.

14.7. Антиблокировочные системы

К отмеченным выше недостаткам регуляторов тормозных сил необходимо добавить их неспособность реагировать на изменение величины коэффициента сцепления колеса с дорогой. Величина данного коэффициента, равная отношению максимально возможной продольной касательной реакции колеса R_x к его вертикальной реакции R_z $\left(\varphi = \dfrac{R_x}{R_z}\right)$, в случае торможения весьма нестабильна.

Кроме очевидной зависимости коэффициента сцепления от качества и состояния дорожного покрытия, его величина при постоянных свойствах покрытия зависит еще и от величины скольжения в контакте колеса с дорогой, а также от скорости движения оси колеса.

Передача колесом тяговой или тормозной силы сопровождается некоторым скольжением элементов шины, находящихся в контакте с дорогой. Чем больше передаваемая сила, тем больше это скольжение. Величину скольжения в контакте оценивают обычно относительным скольжением S, равным отношению скорости скольжения к линейной скорости движения колеса. Зависимость коэффициента сцепления от относительного скольжения при постоянной угловой

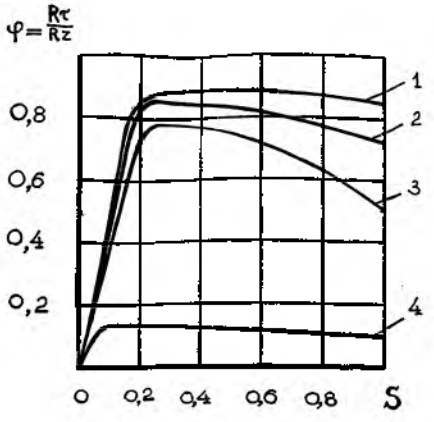


Рис. 14.52. «φ—s диаграмма»
1 — сухой асфальт, V_a = 20 км/час; *2* — сухой асфальт, V_a = 60 км/час; *3* — мокрый асфальт, V_a = 20 км/час; *4* — лед, V_a = = 20 км/час

скорости колеса принято называть «φ—*S* диаграммой». На *рис. 14.52* приведена типичная «φ—*S* диаграмма». Ее вид подтверждает наличие зависимости коэффициента сцепления от качества дорожного покрытия, его состояния, линейной скорости оси колеса (скорости автомобиля) и величины скольжения.

Очевидно, что для получения наибольших замедлений автомобиля необходимо в процессе торможения поддерживать величину относительного скольжения колеса в диапазоне, располагающемся около экстремума диаграммы. Для этого в конструкции тормозного привода должны быть применены дополнительные устройства. В частности, необходимо устройство, регулирующее тормозной момент путем регулирования давления рабочего тела в зависимости от режима работы колеса. Такие устройства называются модуляторами. Модулятором необходимо управлять, давая команды на увеличение или уменьшение давления рабочего тела. Чтобы выработать данные команды, надо собрать и обработать информацию о параметрах движения автомобиля и вращения его колес. Эти задачи решает блок управления. Сбор указанной информации осуществляют датчики.

При постоянном значении вертикальной реакции колеса R_z величина коэффициента сцепления однозначно определяет величину максимальной продольной касательной реакции колеса R_x. Зная величину продольной касательной реакции колеса и его радиус, можно вычислить величину крутящего момента, который обеспечит максимально возможный тормозной эффект, и построить зависимость $M_\varphi = f(S)$, которая будет аналогична «φ—*S* диаграмме». На *рис. 14.53* приведена такая зависимость для одного из вариантов условий движения. На этом же графике приведена характеристика тормозного момента M_τ, реально подводимого со стороны тормозного механизма. Допустим, что к колесу подводится излишне большой тормозной момент, превышающий сцепные возможности колеса. С его ростом будет возрастать и скольжение колеса в контакте с дорогой. Пока рост скольжения сопровождается возрастанием сцепных возможностей колеса (левая часть графика M_φ до точки его перегиба), движение колеса с уменьшающейся скоростью вра-

щения будет устойчивым. Как только скольжение превысит определенную для заданных условий величину (характеризуемую на графике величиной $S \cong 0{,}2$), доля тормозного момента, идущая на создание касательных сил, начнет уменьшаться, а доля, затрачиваемая на угловое замедление колеса, соответственно возрастать. Это приведет к быстрому росту замедления колеса (процесс его вращения становится неустойчивым, поскольку замедление будет возрастать при неизменном или даже слегка уменьшающемся тормозном моменте). Если автомобиль не снабжен антиблокировочной системой, то колесо может быть доведено до состояния блокировки (юза).

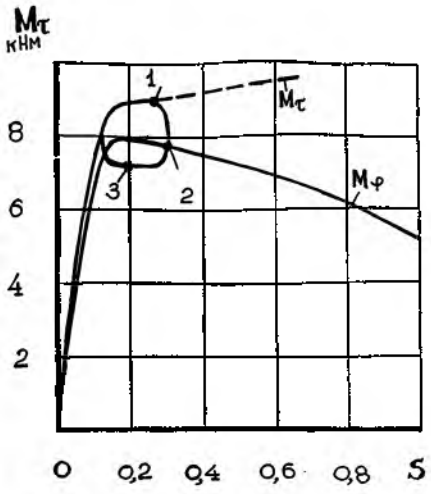


Рис. 14.53. К алгоритму работы АБС

При наличии антиблокировочной системы блок управления постоянно сравнивает текущее значение замедления колеса с заранее заданной ему величиной и при их равенстве в момент времени выдает модулятору сигнал на растормаживание колеса. После некоторой задержки, обусловленной инерционностью систем, давление рабочего тела начнет снижаться, что приведет сначала к снижению темпа увеличения углового замедления колеса, а затем и к его снижению. На *рис. 14.53* это соответствует участку 1–2. После того как величина замедления колеса сравняется с заданной величиной нижнего предела замедления, блок управления выдает команду на прекращение дальнейшего снижения давления рабочего тела. Вследствие снижения давления рабочего тела колесо начнет разгоняться (это соответствует точке 3), после чего последует команда на увеличение давления рабочего тела и все начнется сначала.

Цикл работы антиблокировочной системы может содержать две или три фазы. Разница заключается в наличии или отсутствии фазы выдержки постоянного давления рабочего тела. При той же эффективности расход рабочего тела у трехфазовых АБС существенно меньше. Это обстоятельство объясняет меньшую распространенность двухфазовых антиблокировочных систем, несмотря на большую простоту их блоков управления и модуляторов.

Современные АБС имеют датчики, установленные в колесах и непрерывно измеряющие их угловые скорости. Применяются датчики разных типов, но наибольшее распространение получили индуктивные и индукционные. Датчики состоят из диска с зубцами

или отверстиями, присоединенного к колесу, и индукционной катушки. При прохождении зубцов мимо катушки, питающейся в первом случае переменным током, изменяется индуктивность системы, что отражается на токе, текущем через катушку. Во втором случае зубцы проходят в магнитном поле, созданном постоянным магнитом, и возбуждают в катушке ЭДС. Частота получаемых импульсов пропорциональна угловой скорости колеса.

Функции, выполняемые блоком управления АБС, сложны и разнообразны. В частности, для определения замедления колеса осуществляется непрерывное дифференцирование его угловой скорости. Однако использование углового замедления колеса в качестве единственного параметра для управления АБС не оптимально. Резкое изменение угловой скорости колеса, может быть не связано с процессом торможения, а вызываться воздействием дорожных неровностей. С другой стороны, в силу определенной специфики достаточно точное дифференцирование угловой скорости, особенно аналоговыми устройствами, затруднено. Поэтому наиболее перспективными считаются АБС, использующие для управления, наряду с угловым замедлением колеса еще и линейную скорость автомобиля, хотя простые и достаточно дешевые датчики, измеряющие скорость автомобиля независимо от угловой скорости его колес, еще не разработаны.

Помимо отмеченных параметров, для оптимального регулирования процесса торможения блок управления должен учитывать еще и такие факторы, как трение в исполнительных механизмах тормозов и реальную, зависящую от температуры, тангенциальную упругость шины, а также тангенциальную упругость направляющего устройства подвески (упругую деформацию подвески в направлении действия реактивного тормозного момента, что в первую очередь относится к рессоре, воспринимающей реактивный момент за счет S-образного изгиба).

Таким образом, блок управления является весьма сложным узлом. Лучшие блоки управления по сложности приближаются к цифровой ЭВМ и способны обеспечить весьма малые размеры отмеченной на *рис. 14.53* петли 1—2—3, что позволяет не только сохранять устойчивость автомобиля при торможении на скользкой дороге, но и уменьшать в этих условиях тормозной путь.

Модуляторы АБС тормозных систем с гидравлическим приводом могут иметь различное устройство. В приводах, имеющих ГТЦ, применяют модулятор, изменяющий объем тормозного привода (*рис. 14.54*). В течение первой фазы работы АБС электрический ток в обмотке *1* отсутствует, якорь *3* и плунжер *4* пружиной *2* сдвинуты вправо, а клапан *6* открыт пружиной *5*. ГТЦ через ввод II и вывод I соединяется с рабочими цилиндрами тормозных механизмов. В начале второй фазы работы АБС в обмотку *1* подается ток, якорь *3* и плунжер *4* смещаются влево, клапан *6* закрывается. После этого дальнейшее смещение плунжера влево приводит к

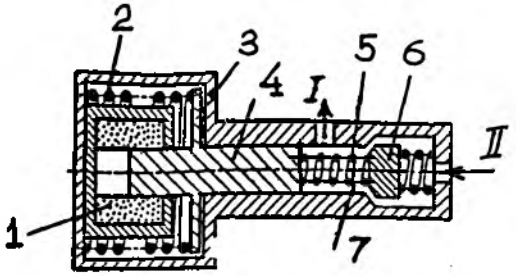


Рис. 14.54. Модулятор АБС для гидравлического тормозного привода

увеличению объема полости *7* и, следовательно, к снижению давления жидкости в исполнительных цилиндрах.

Модулятор, применяемый в пневматических приводах, показан на *рис. 14.55.* При отсутствии тока в обмотках сжатый воздух поступает в ускорительный клапан, который необходим ввиду замедленного срабатывания пневматики. Вторая фаза срабатывания модулятора осуществляется подачей тока в обе обмотки, а третья фаза — подачей тока только в обмотку левого соленоида.

Торможение автомобиля с АБС сопровождается многократным срабатыванием ускорительных клапанов, которое вызывает быстрое изнашивание поршневых систем. Поэтому в настоящее время разрабатываются и уже находят применение диафрагменные устройства ускорительных клапанов.

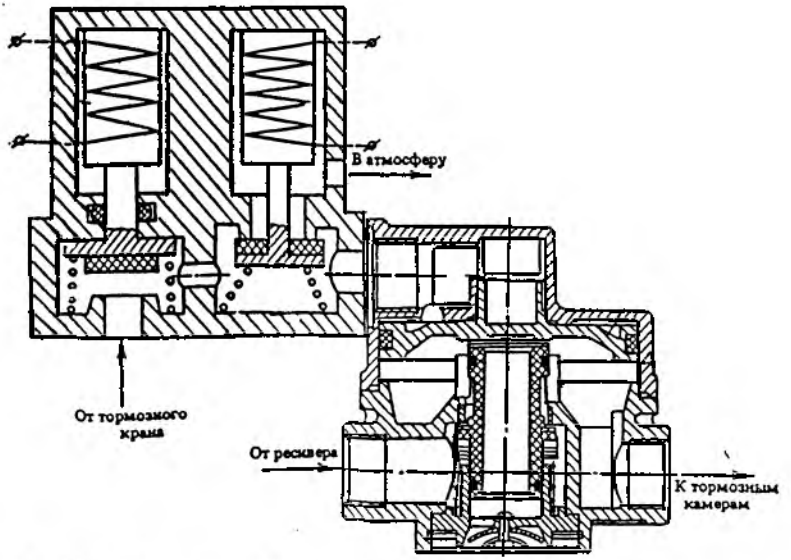


Рис. 14.55. Модулятор АБС для пневматического тормозного привода

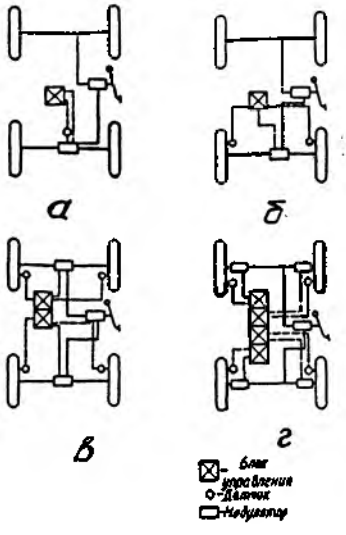


Рис. 14.56. Конструктивные варианты АБС

Обязательность наличия трех структурных элементов: датчика, управляющего блока и модулятора не исключает разнообразия схем АБС. В простейшей из представленных (*рис. 14.56 а*) схем применен один датчик, измеряющий среднее замедление колес заднего моста (замедление корпуса дифференциала), и один модулятор. Такое решение обеспечивает низкую стоимость ПБУ и в значительной степени повышает устойчивость автомобиля при торможении за счет уменьшения вероятности срыва задних колес в занос. Однако оно не позволяет в достаточной степени учесть различие коэффициентов сцепления правого и левого колес с дорогой и не препятствует блокировке передних колес автомобиля.

Схема, представленная на *рис. 14.56 б*, содержит два датчика, но один управляющий блок и один модулятор. Такая система может работать либо в низкопороговом режиме, когда управление торможением осуществляется исходя из параметров качения колеса, находящегося в худших условиях сцепления, либо в высокопороговом режиме, когда работу системы определяет колесо, имеющее лучший коэффициент сцепления. В первом случае будет наблюдаться недоторможивание колес, а во втором – блокировка «слабого» колеса. При большом различии коэффициентов сцепления во втором случае появится большое различие продольных касательных реакций между правым и левым бортами автомобиля.

Преимущества и недостатки схемы, показанной на *рис. 14.56 в*, по сравнению со схемой, изображенной на *рис. 14.56 б*, очевидны. Наиболее сложна и дорога АБС, построенная по схеме, приведенной на *рис. 14.56 г*, но она обладает и наилучшими качествами. Однако и в этом случае при сильно отличающихся коэффициентах сцепления под правыми и левыми колесами возможен занос автомобиля. Для устранения этого необходимо согласовать работу всех блоков управления.

14.8. Вспомогательные тормозные системы

Поскольку фрикционные тормозные механизмы имеют ограниченные теплорассеивающие способности, использование их в течение длительного времени может привести к временному или даже

окончательному ухудшению их эксплуатационных характеристик. По этой причине на некоторых типах автомобилей применяют специальные тормоза-замедлители, образующие вспомогательную тормозную систему.

При описании гидромеханической передачи городского автобуса отмечалось наличие в ее конструкции специального гидравлического тормоза-замедлителя.

Помимо гидравлического замедлителя находят применение электрические замедлители. Показанный на *рис. 14.57* электрический замедлитель имеет роторную часть, состоящую из вала *1* и двух дисков *2*. Вал почти всегда является частью трансмиссии автомобиля. Статорная часть тормоза выполняется в виде нескольких электромагнитных катушек *3*. При включении тока возбуждения вокруг катушек создается магнитное поле. Движение дисков в магнитном поле приводит к возникновению в них вихревых токов (токов Фуко), которые, в свою очередь, возбуждают собственное магнитное поле. Взаимодействие двух магнитных полей порождает тормозной момент.

Электрический тормоз-замедлитель удобно регулируется на расстоянии, не требует обслуживания, ему не нужна специальная система охлаждения, как это имеет место при гидравлических замедлителях, не встроенных в ГМП. Его недостатками являются: большая масса, значительное потребление электроэнергии, а также большой момент инерции, проявляющийся отрицательно при разгоне и экстренном торможении автомобиля.

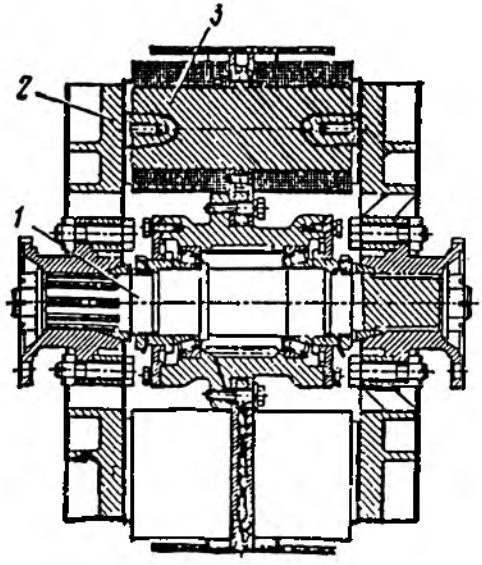


Рис. 14.57. Электрический тормоз-замедлитель

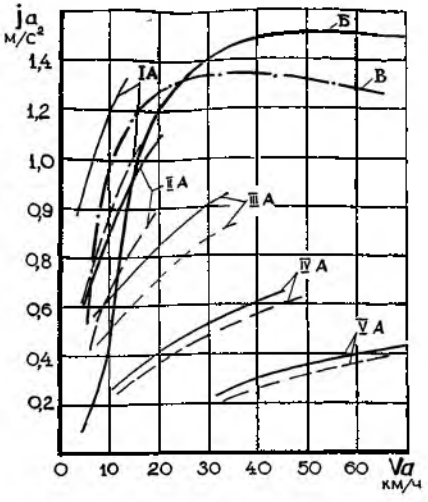


Рис. 14.58. Рабочие характеристики тормозов-замедлителей
А — моторный тормоз-замедлитель (сплошная линия — торможение двигателем с выхлопной заслонкой, штриховая — торможение двигателем без выхлопной заслонки);
Б — гидравлический тормоз-замедлитель;
В — электрический тормоз-замедлитель.

Существует еще один способ получения тормозного момента при помощи так называемого «моторного тормоза», то есть работы двигателя в режиме принудительного холостого хода. На этом режиме, иногда называемом «режимом торможения двигателем», вал двигателя автомобиля при отпущенной педали подачи топлива принудительно вращается трансмиссией с повышенной частотой. Крутящий момент, вызывающий такое вращение, для ведущих колес автомобиля является тормозным. Он уравновешивается крутящими моментами, необходимыми для преодоления трения в двигателе и его насосных потерь. Для искусственного увеличения насосных потерь специальной заслонкой почти полностью перекрывают выпускной тракт двигателя. Полностью ее перекрывать нельзя ввиду возможности прекращения рабочего процесса двигателя. Наличие такой выхлопной заслонки заметно увеличивает тормозной момент. На *рис. 14.58* показаны характеристики различных тормозов-замедлителей. Видно, что гидравлический и электрический тормоза имеют высокую и примерно одинаковую эффективность, а моторный тормоз способен создать достаточно большой тормозной момент лишь при наличии выхлопной заслонки и только при включении низших передач. Ввиду своей простоты и дешевизны, несмотря на относительно невысокую эффективность, моторный тормоз применяется гораздо шире других типов тормозов-замедлителей.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3

Глава 1. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ 6

1.1. Назначение автомобилей 6
1.2. Общие требования к конструкции автомобильных транспортных средств 7
1.3. Инерционные (весовые) параметры 9
1.3.1. Собственная масса 9
1.3.2. Полезная нагрузка 10
1.3.3. Положение центра масс 10
1.3.4. Моменты инерции 11
1.4. Геометрические параметры 11
1.4.1. Габаритные размеры 11
1.4.2. Дорожный просвет, база, колея 12
1.4.3. Радиус поворота 12
1.5. Тип и параметры двигателя 13
1.5.1. Двигатели внутреннего сгорания 13
1.5.2. Электрические двигатели 15
1.5.3. Комбинированные силовые установки 16
1.6. Классификация автомобильных транспортных средств 17
1.6.1. Цели и принципы классификации 17
1.6.2. Классификация легковых автомобилей 18
1.6.3. Классификация автобусов 19
1.6.4. Классификация грузовых автомобилей 20
1.6.5. Классификация прицепов 21
1.7. Компоновочные схемы автомобилей 21
1.7.1. Колесная формула 22
1.7.2. Тип привода 22
1.7.3. Особенности конструкции легковых автомобилей 22
1.7.4. Особенности конструкции автобусов 25
1.7.5. Особенности конструкции грузовых автомобилей 27

Глава 2. СЦЕПЛЕНИЯ 30

2.1. Назначение сцепления 30
2.2. Требования к сцеплениям 30
2.3. Классификация сцеплений 32
2.4. Конструкция фрикционных сцеплений 33
2.4.1. Общее устройство 33
2.4.2. Способы создания осевых сил 37
2.4.3. Особенности конструкции ведомых дисков 40
2.4.4. Гаситель крутильных колебаний 42
2.4.5. Особенности конструкций двухдисковых сцеплений 45
2.5. Охлаждение сцепления 46
2.6. Привод сцепления 47
2.7. Автоматические сцепления 50

Глава 3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ 53

3.1. Назначение коробки передач 53
3.2. Требования к коробкам передач 54
3.3. Классификация коробок передач 55
3.4. Конструкция коробок передач 55
3.4.1. Тип шестерен и способы включения передач 55
3.4.2. Основные конструктивные схемы коробок передач 57
3.4.3. Особенности установки шестерен и валов 60
3.4.4. Многоступенчатые коробки передач 63
3.4.5. Синхронизаторы 67
3.4.6. Картеры коробок передач 74
3.5. Механизмы управления коробками передач 75
3.6. Смазывание коробок передач 82

Глава 4. БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ 85

4.1. Назначение бесступенчатых передач 85
4.2. Требования к бесступенчатым передачам 85
4.3. Классификация бесступенчатых передач 86
4.4. Гидродинамические передачи 87
4.4.1. Принцип работы гидротрансформатора 87
4.4.2. Характеристики гидротрансформатора 92
4.4.3. Конструкция гидротрансформатора 96
4.4.4. Гидромеханическая передача 98
4.5. Объемные гидропередачи 112
4.5.1. Принцип работы объемной гидропередачи 112
4.5.2. Варианты применения объемной гидропередачи в трансмиссии автомобиля 116

4.5.3. Конструкции объемных гидравлических машин вращательного действия 120
4.6. Электрические передачи 126
4.7. Импульсные передачи 134
4.8. Фрикционные передачи 139
4.8.1. Бесступенчатые фикционные передачи с непосредственным контактом 140
4.8.2. Фрикционные передачи с гибкой связью 143
4.9. Пути улучшения эксплуатационных качеств бесступенчатых передач 148
4.9.1. Двухпоточные передачи 148
4.9.2. Передачи с расширенным диапазоном регулирования 151

Глава 5. КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ 154

5.1. Назначение карданных передач 154
5.2. Требования к карданным передачам 154
5.3. Классификация карданных передач 155
5.4. Полукарданные шарниры 156
5.5. Карданные шарниры неравных угловых скоростей 157
5.5.1. Общее устройство и кинематика шарнира неравных угловых скоростей 157
5.5.2. Принципы компоновки карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей 159
5.5.3. Подшипники шарниров неравных угловых скоростей 161
5.6. Карданные валы 162
5.7. Компенсация осевого перемещения деталей карданной передачи 164
5.8. Шарниры равных угловых скоростей 166
5.8.1. Сдвоенные шарниры 166
5.8.2. Кулачковые шарниры 167
5.8.3. Шариковые шарниры 168
5.8.4. Трехшиповые шарниры 171
5.9. Особенности работы карданной передачи в приводе ведущих колес 172

Глава 6. МЕХАНИЗМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ 176

6.1. Назначение механизмов распределения мощности 176
6.2. Требования к механизмам распределения мощности 177
6.3. Классификация механизмов распределения мощности 177
6.4. Конструкция дифференциалов 178
6.4.1. Шестеренчатые дифференциалы 178
6.4.2. Кулачковые дифференциалы 184

6.4.3. Червячные дифференциалы 185
6.5. Автоматические муфты 186
6.5.1. Муфты свободного хода 186
6.5.2. Вязкостные муфты 190

Глава 7. ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ 195

7.1. Назначение главных передач 195
7.2. Требования к главным передачам 195
7.3. Классификация главных передач 196
7.4. Свойства и области применения различных конструкций главных передач 197
7.5. Конструктивные мероприятия по обеспечению долговечности главных передач 202
7.5.1. Обеспечение жесткости зацепления 202
7.5.2. Регулировка взаиморасположения шестерен 205
7.6. Смазывание главных передач 206

Глава 8. РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ 207

8.1. Назначение раздаточных коробок 207
8.2. Требования к раздаточным коробкам 208
8.3. Классификация раздаточных коробок 209
8.4. Анализ особенностей типов привода 209
8.5. Основные конструктивные схемы раздаточных коробок 213
8.6. Особенности конструкции раздаточных коробок 214

Глава 9. МОСТЫ 220

9.1. Назначение мостов 220
9.2. Требования к мостам 220
9.3. Классификация мостов 221
9.4. Конструкции мостов 221
9.4.1. Управляемый мост 221
9.4.2. Ведущий мост 223
9.4.3. Комбинированный мост 230
9.4.4. Поддерживающий мост 234

Глава 10. ПОДВЕСКИ 235

10.1. Назначение подвесок и их структурные элементы 235
10.2. Требования к подвескам 235
10.3. Упругие элементы подвесок 243
10.3.1. Классификация упругих элементов 243
10.3.2. Рессоры 243

10.3.3. Спиральные пружины и торсионы....255
10.3.4. Пневматические упругие элементы....260
10.3.5. Резиновые упругие элементы....273
10.4. Направляющие устройства подвески....275
10.4.1. Сравнительный анализ зависимых и независимых подвесок....275
10.4.2. Зависимые подвески....277
10.4.3. Независимые подвески....287
10.4.4. Элементы направляющих устройств....299
10.4.5. Регулирование углов установки управляемых колес и наклона оси поворота....305
10.5. Стабилизатор поперечной устойчивости....306
10.6. Амортизаторы....308
10.6.1. Принцип действия и характеристики амортизаторов....308
10.6.2. Классификация амортизаторов....311
10.6.3. Двухтрубные телескопические амортизаторы....312
10.6.4. Однотрубные телескопические амортизаторы....316
10.6.5. Некоторые особенности конструкции амортизаторов....318

Глава 11. ШИНЫ И КОЛЕСА....321

11.1. Общие сведения об автомобильном колесе....321
11.2. Назначение шин....322
11.3. Общее устройство шин и их классификация....323
11.4. Требования к шинам....330
11.5. Особенности конструкции шин....333
11.5.1. Диагональные шины....333
11.5.2. Радиальные шины....334
11.5.3. Диагонально-опоясанные шины....335
11.5.4. Камерные и бескамерные шины....336
11.5.5. Низкопрофильные шины....338
11.5.6. Специальные шины....339
11.5.7. Влияние конструкции шин на некоторые их свойства....342
11.6. Обозначение шин....351
11.7. Требования к колесам....353
11.8. Классификация колес и их конструкция....354
11.8.1. Классификация колес....354
11.8.2. Типы ободьев....355
11.8.3. Дисковые и бездисковые колеса....359
11.8.4. Крепление дисков колес к ступице....360
11.9. Обозначение колес....363
11.10. Балансировка колес....364
11.11. Подшипники ступиц колес....365

Глава 12. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ 372

12.1 Назначение несущей системы 372
12.2. Требования к несущим системам 372
12.3. Классификация несущих систем 374
12.4. Несущие системы грузовых автомобилей 375
12.5. Несущие системы пассажирских автомобилей 376

Глава 13. РУЛЕВЫЕ УПРАВЛЕНИЯ 386

13.1. Назначение рулевого управления и способы поворота колесных машин 386
13.2. Требования к рулевым управлениям 389
13.3. Классификация рулевых управлений 394
13.4. Рулевые механизмы 396
13.4.1. Червячные механизмы 397
13.4.2. Винтовые механизмы 401
13.4.3. Реечные механизмы 403
13.5. Рулевые приводы 405
13.5.1. Особенности кинематики рулевых приводов 406
13.5.2. Конструкция шарниров рулевых приводов 409
13.6. Углы установки управляемых колес 412
13.6.1. Развал колес 412
13.6.2. Схождение колес 413
13.7. Стабилизация управляемых колес 414
13.7.1. Скоростная стабилизация управляемых колес 414
13.7.2. Весовая стабилизация управляемых колес 417
13.8. Усилители рулевого привода 418
13.8.1. Конструкция и работа гидравлических усилителей 418
13.8.2. Насосы гидравлических усилителей 431
13.8.3. Электрические усилители 434

Глава 14. ТОРМОЗНЫЕ УПРАВЛЕНИЯ 436

14.1. Назначение тормозного управления 436
14.2. Требования к тормозным управлениям 436
14.3. Структура тормозных управлений 439
14.4. Тормозные механизмы 441
14.4.1. Барабанные тормозные механизмы 441
14.4.2. Особенности конструкции разжимных устройств барабанных тормозных механизмов 447
14.4.3. Дисковые тормозные механизмы 453
14.4.4. Автоматическая регулировка зазоров в тормозных механизмах 456

14.5. Тормозные приводы 462
14.5.1. Схемы двухконтурных тормозных приводов 462
14.5.2. Механический привод 464
14.5.3. Гидравлический привод 465
14.5.4. Усилители гидравлического привода 469
14.5.5. Особенности пневматических и гидропневматических приводов 473
14.5.6. Аппараты подготовки и хранения сжатого воздуха 476
14.5.7. Приборы управления подачей воздуха 483
14.5.8. Защитные устройства пневматических приводов 496
14.5.9. Исполнительные механизмы пневматических тормозных приводов 499
14.5.10. Общая схема тормозного управления с пневматическим приводом 502
14.6. Приборы регулирования тормозных сил 504
14.6.1. Регуляторы с дифференциальным поршнем 505
14.6.2. Регуляторы лучевого типа 508
14.6.3. Клапаны ограничения давления 512
14.7. Антиблокировочные системы 513
14.8. Вспомогательные тормозные системы 518

Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин,
П. А. Мерзликин, А. Г. Пешкилев, В. В. Селифонов,
В. В. Серебряков, И. С. Степанов

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ.
Шасси

Подписано в печать 23.11.99. Формат 60x90 1/16
Гарнитура «Таймс». Печать офсетная
Усл. печ. л. 33 л. Тираж 2000 экз. Заказ № 1297

МГТУ «МАМИ»
105839, Москва, Б. Семеновская, 38

Отпечатано в ГУП ИПК «Ульяновский Дом печати»
432601, г. Ульяновск, ул. Гончарова, 14