

Высшее профессиональное образование

В. К. Вахламов

АВТОМОБИЛИ КОНСТРУКЦИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА

Учебник



Транспорт

УДК 629.113/.115(075.8)

ББК 39.33я73

В222

Рецензенты:

профессор кафедры «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного института (Государственного технического университета), д-р техн. наук

А. А. Юрчевский;

зам. генерального директора Государственного научно-исследовательского института автомобильного транспорта (НИИАТ), канд. техн. наук *В. В. Комаров*

Вахламов В. К.

В222 Автомобили : Конструкция и элементы расчета : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. — М. : Издательский центр «Академия», 2006. — 480 с.

ISBN 5-7695-2638-6

Рассмотрены классификация и конструкция систем, агрегатов, механизмов различных типов автомобилей, их рабочие процессы и предъявляемые к ним требования, а также даны их анализ и оценка. На основании рабочих процессов изложены элементы расчета, необходимые для определения нагрузок, действующих в агрегатах и механизмах.

Для студентов высших учебных заведений.

УДК 629.113/.115(075.8)

ББК 39.33я73

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

ISBN 5-7695-2638-6

© Вахламов В.К., 2006

© Издательский центр «Академия», 2006

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник «Автомобили: Конструкция и элементы расчета» является третьим и заключительным в серии учебников по дисциплине «Автомобили» для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» направления подготовки дипломированных специалистов транспорта и транспортного оборудования.

Учебник неразрывно связан с предыдущими двумя учебниками «Автомобили: Основы конструкции» и «Автомобили: Эксплуатационные свойства», которые выпущены Издательским центром «Академия».

В учебнике «Автомобили: Основы конструкции» рассмотрены назначение, типы, конструкция и работа систем, агрегатов и механизмов автомобилей общего назначения, специализированного подвижного состава и снижение токсичности двигателей и уровня шума автомобилей.

В учебнике «Автомобили: Эксплуатационные свойства» проведен анализ основных эксплуатационных свойств (тягово-скоростных, тормозных, топливной экономичности, безопасности движения, экологичности и др.), обеспечивающих движение автомобиля и характеризующих выполнение автомобилем транспортных и специальных работ, а также определяющих приспособленность автомобиля к различным условиям эксплуатации.

В учебнике «Автомобили: Конструкция и элементы расчета» дана классификация всех систем, агрегатов и механизмов автомобиля, приведены требования к ним и рассмотрено соответствие конструкций систем, агрегатов и механизмов предъявляемым требованиям.

Кроме конструкции систем, агрегатов и механизмов рассмотрены их рабочие процессы, на основании которых изложены элементы расчета, необходимые для определения действующих в механизмах нагрузок. Проведены анализ и оценка различных конструкций систем, агрегатов и механизмов, их рабочих процессов и указаны преимущества и недостатки.

Задача учебника «Автомобили: Конструкция и элементы расчета» — дать студентам знания не только по конструкции систем, агрегатов и механизмов различных типов автомобилей, но также по анализу и оценке особенности конструкций, их рабочих процессов и по расчету и определению действующих нагрузок в агрегатах и механизмах. Изложение материала в каждой главе учебника строится в соответствии с этой задачей.

1. КОНСТРУКЦИЯ И СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

1.1. Свойства автомобиля

Автомобиль обладает целым рядом свойств, которые характеризуют его не только как транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов, пассажиров и специального оборудования для выполнения нетранспортных работ, но и как объект безопасного движения индивидуального пользования (легковой автомобиль).

Обычно рассматривают следующие свойства автомобилей: эксплуатационные, потребительские и свойства безопасности.

Эксплуатационные свойства. Эти свойства характеризуют выполнение автомобилем транспортных и специальных работ. Они определяют приспособленность автомобиля к условиям эксплуатации, а также эффективность и удобство использования автомобиля.

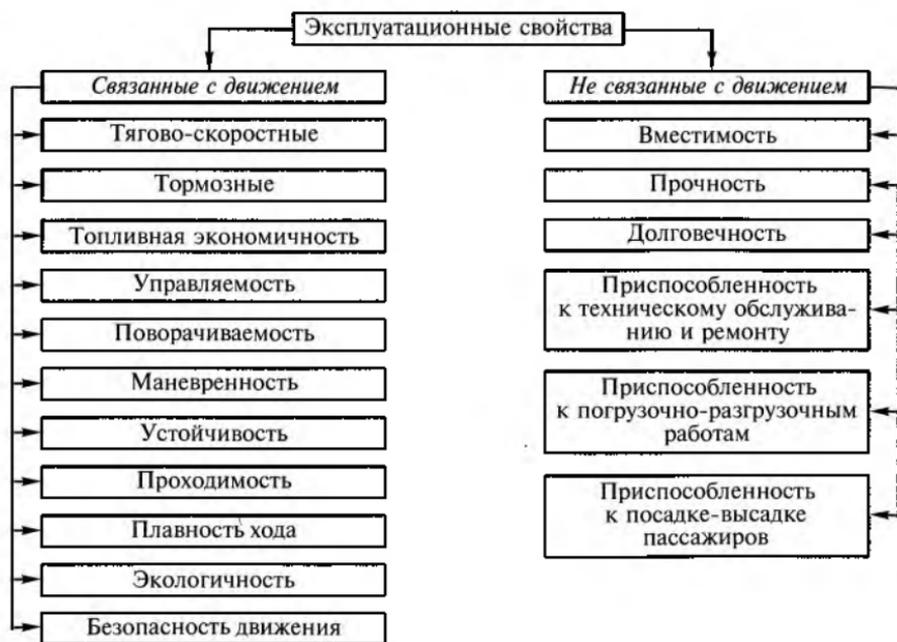


Рис. 1.1. Эксплуатационные свойства автомобиля

Эксплуатационные свойства автомобиля подразделяются на две основные группы (рис. 1.1): эксплуатационные свойства, связанные с движением автомобиля и не связанные с его движением.

Тягово-скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, управляемость, поворачиваемость, маневренность, устойчивость, проходимость, плавность хода, экологичность и безопасность движения обеспечивают движение автомобиля и определяют его закономерности.

Вместимость, прочность, долговечность, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту, к погрузочно-разгрузочным работам, к посадке и высадке пассажиров во многом определяют эффективность и удобство использования автомобиля.

Эксплуатационные свойства, обеспечивающие движение автомобиля, существенно зависят от конструкции и технического состояния систем и механизмов автомобиля. Чем совершеннее конструкция автомобиля и лучше его техническое состояние, тем выше эксплуатационные свойства автомобиля. Системы и механизмы автомобиля проектируют таким образом, чтобы получить эксплуатационные свойства, требуемые для заданных условий эксплуатации и обеспечивающие эффективное использование автомобиля в этих условиях.

На рис. 1.2 показана связь эксплуатационных свойств, обеспечивающих движение автомобиля, с системами и механизмами

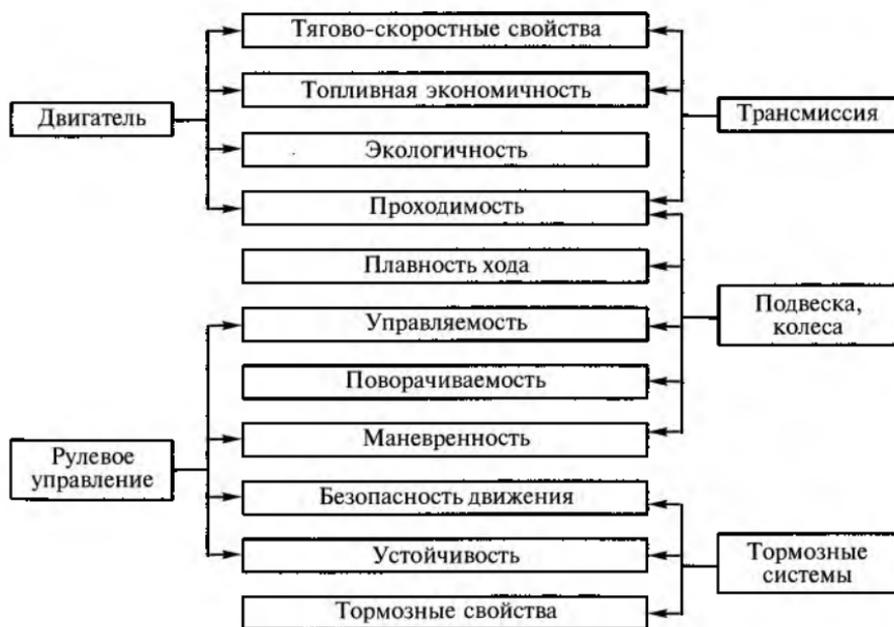


Рис. 1.2. Связь эксплуатационных свойств с системами и механизмами автомобиля

автомобиля, конструкция и техническое состояние которых оказывают наибольшее влияние на эти свойства.

Потребительские свойства. Эти свойства особенно важны для легкового автомобиля, они характеризуют способность автомобиля удовлетворять требованиям его владельцев. Так, потребительскими свойствами легкового автомобиля являются: удобство посадки и высадки водителя и пассажиров, наличие эффективных систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, электроподъемников стекол, аудиосистемы, встроенного телефона, телевизора, а также качество материалов обивки салона кузова, привлекательность внешнего вида автомобиля, его престижность и соответствие моде.

Свойства безопасности. Эти свойства характеризуют активную, пассивную и экологическую безопасность автомобиля.

Активная безопасность — свойство автомобиля предотвращать дорожно-транспортные происшествия (ДТП). Активную безопасность автомобилю обеспечивают его высокие тягово-скоростные и тормозные свойства, хорошие устойчивость, управляемость, маневренность, недостаточная поворачиваемость, высокая плавность хода, хорошие обзорность и комфортабельность, резко снижающие утомляемость водителя и создающие условия для длительной безаварийной работы.

Пассивная безопасность (внутренняя и наружная) — свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП, т. е. травматизм водителя, пассажиров и пешеходов, обеспечивать сохранность грузов и предотвращать возможность возникновения пожара. Пассивную безопасность автомобилю обеспечивают высокая прочность пассажирского салона, практически исключая его деформации при авариях, ремни безопасности, надувные подушки безопасности, травмобезопасное рулевое управление, подголовники, специальные стекла, надежное внутреннее оборудование кузова, уменьшающее травмирование водителя и пассажиров, а также внешняя форма кузова, уменьшающая травмирование пешеходов. Пожаробезопасность автомобиля обеспечивается конструкцией системы питания двигателя и местом расположения топливного бака на автомобиле.

Экологическая безопасность — свойство автомобиля уменьшать вред, наносимый в процессе эксплуатации пассажирам, водителю, людям и окружающей среде. Экологическая безопасность автомобиля обеспечивается конструкцией отдельных систем, механизмов и их элементов, снижающих создаваемый автомобилем шум и уменьшающих токсичность отработавших газов. Кроме того, экологическая безопасность достигается использованием экологически безвредных материалов и приспособленностью автомобиля к утилизации, т. е. повторной переработке после выхода из строя автомобиля, его систем и механизмов.

Параметры безопасности регламентируются ГОСТами и Правилами ЕЭК ООН, применяемыми в России.

1.2. Требования к конструкции автомобиля

К конструкции автомобиля предъявляется целый ряд требований. К ним относятся производственные, эксплуатационные, потребительские требования и требования безопасности. Дадим определение этих требований.

Производственные требования — соответствие конструкции автомобиля технологическим возможностям завода-изготовителя, а также минимальные расход материалов, трудоемкость и себестоимость при производстве.

Эксплуатационные требования — высокие тягово-скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, хорошие управляемость, маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость, недостаточная поворачиваемость, надежность, технологичность обслуживания и ремонта, минимальная себестоимость транспортных работ. Эксплуатационные требования во многом зависят от условий эксплуатации, т.е. на каких дорогах, в каких климатических зонах будет работать автомобиль, а также какие грузы и каких пассажиров предусматривается перевозить.

Потребительские требования — небольшая стоимость автомобиля и его эксплуатации, безотказность и ремонтпригодность, легкость управления, безопасность и комфортабельность.

Требования безопасности предъявляются к активной, пассивной (внутренней, наружной) и экологической безопасности автомобиля.

При проектировании автомобиля к его системам, агрегатам и механизмам дополнительно предъявляются общие и специальные требования.

Общими требованиями ко всем системам, агрегатам и механизмам являются следующие: минимальные размеры и масса, простота конструкции и обслуживания, технологичность, ремонтпригодность и низкий уровень шума.

Специальные требования предъявляются дополнительно к каждой системе, каждому агрегату и механизму с учетом их назначения, особенностей конструкции и рабочих процессов.

Контрольные вопросы

1. Какие свойства характеризуют автомобиль?
2. Какие требования предъявляются к конструкции автомобиля?
3. Какие требования предъявляются к конструкции систем, агрегатов и механизмов автомобиля?

2. СЦЕПЛЕНИЕ

2.1. Назначение и типы

Сцеплением называется силовая муфта, в которой передача крутящего момента обеспечивается силами трения, гидродинамическими силами или электромагнитным полем. Такие муфты называются соответственно фрикционными, гидравлическими и электромагнитными.

Сцепление служит для временного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения.

Временное разъединение двигателя и трансмиссии необходимо при переключении передач, торможении и остановке автомобиля, а плавное соединение — после переключения передач и при трогании автомобиля с места, при этом при помощи сцепления осуществляется разгон автомобиля.

При движении автомобиля сцепление во включенном состоянии передает крутящий момент от двигателя к коробке передач и предохраняет механизмы трансмиссии от динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии. Такие нагрузки в трансмиссии возникают при резком торможении автомобиля, резком включении сцепления, неравномерной работе двигателя и резком снижении частоты вращения коленчатого вала, а также при наезде колес автомобиля на неровности дороги и т. д.



Рис. 2.1. Типы сцеплений, классифицированных по различным признакам

На автомобилях применяются различные типы сцеплений, которые классифицируются по разным признакам (рис. 2.1). Все сцепления, кроме центробежных, являются постоянно замкнутыми, т.е. постоянно включенными и выключаемыми водителем при переключении передач, торможении и остановке автомобиля.

Наибольшее применение на автомобилях получили фрикционные сцепления — однодисковые и двухдисковые.

Однодисковые сцепления применяются на легковых автомобилях, автобусах и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а иногда и большой грузоподъемности.

Двухдисковые сцепления устанавливаются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах большой вместимости.

Многодисковые сцепления используются очень редко — только на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Гидравлические сцепления, или гидромуфты, в качестве отдельного механизма трансмиссии на современных автомобилях не применяются. Ранее они использовались совместно с последовательно установленным фрикционным сцеплением.

Электромагнитные сцепления широкого распространения не получили в связи со сложностью их конструкции.

2.2. Требования к сцеплению

Для надежной работы автомобиля к сцеплению, кроме общих требований к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2), предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми оно должно обеспечивать:

- надежную передачу крутящего момента от двигателя к трансмиссии;
- плавность и полноту включения;
- чистоту выключения;
- минимальный момент инерции ведомых частей;
- хороший отвод теплоты от поверхностей трения ведущих и ведомых частей;
- предохранение механизмов трансмиссии от динамических нагрузок;
- поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации;
- легкость управления и минимальные затраты физических усилий на управление;
- хорошую уравновешенность.

Выполнение всех указанных требований обеспечить в одном сцеплении невозможно. Поэтому в разных сцеплениях в соответствии с конструкцией выполняются в первую очередь главные для них требования.

Рассмотрим требования, предъявляемые к конструкции сцепления.

Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии. Надежная работа сцепления без перегрева и значительных износов особенно важна в тяжелых дорожных условиях движения автомобиля и при наличии прицепа и полуприцепа, когда имеют место более частые включения и выключения, а также буксование сцепления.

Сцепление при надежной работе должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. С изнашиванием фрикционных накладок ведомого диска усилие нажимных пружин ослабевает, и сцепление начинает буксовать. При этом длительное буксование сцепления приводит к его сильному нагреву и выходу из строя.

Максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением, можно определить по следующему выражению:

$$M_c = M_{\max} \beta_c = P_{\text{пр}} R_{\text{ср}} \mu i,$$

где M_{\max} — максимальный момент двигателя; β_c — коэффициент запаса сцепления; $P_{\text{пр}}$ — сила нажимных пружин; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус фрикционных накладок ведомого диска; μ — коэффициент трения фрикционных накладок; i — число поверхностей трения.

Значение коэффициента $\beta_c = 1,2 \dots 2,5$ зависит от типа сцепления и его назначения. Меньшие значения коэффициента запаса имеют сцепления с диафрагменными пружинами и с регулируемым давлением пружин (например, с центральной конической пружиной), а большие — сцепления для грузовых автомобилей и автобусов.

Плавность и полнота включения. Сцепление должно включаться плавно, чтобы не вызывать повышенных нагрузок в механизмах трансмиссии и очень больших ускорений автомобиля, которые отрицательно влияют на водителя, пассажиров и перевозимые грузы. Так, например, при резком включении сцепления скручивающие нагрузки в трансмиссии могут быть в 3—4 раза больше максимального крутящего момента двигателя. Это происходит потому, что при быстром отпуске педали управления усилие сжатия ведущих и ведомых частей сцепления в начальный момент создается не только нажимными пружинами, но и кинетической энергией перемещающегося к маховику двигателя нажимного диска и связанных с ним деталей. При этом в момент соприкосновения ведущих и ведомых частей сцепления усилие их сжатия в несколько раз превышает силу нажимных пружин.

При резком включении сцепления уменьшается угловая скорость коленчатого вала двигателя и на трансмиссию передается повышенный крутящий момент:

$$M_c = M_e + J_e \frac{d\omega_e}{dt},$$

где M_e — крутящий момент двигателя; J_e — момент инерции вращающихся частей двигателя; $\frac{d\omega_e}{dt}$ — ускорение вращающихся частей двигателя.

При включении сцепление должно обеспечивать быстрый разгон автомобиля. Максимально допустимое ускорение при трогании автомобиля с места должно быть в пределах 3...4 м/с², чтобы не вызвать дискомфорт пассажиров.

Плавность включения сцепления обеспечивается главным образом благодаря упругим свойствам ведомого диска, которые зависят от его конструкции. Плавности включения сцепления также способствуют пружины гасителя крутильных колебаний. Однако влияние этих пружин незначительно, так как их деформация при включении сцепления невелика. На плавность включения сцепления влияет и упругость деталей привода управления сцеплением. Так, например, в сцеплении с диафрагменной пружиной большую упругость имеют рычаги (лепестки) выключения сцепления, которые выполнены вместе с диафрагменной пружиной.

Наиболее высокую плавность включения обеспечивают многодисковые сцепления. Однако они применяются очень редко и только на тяжелых грузовых автомобилях.

Крутящий момент двигателя должен передаваться на трансмиссию без буксования сцепления.

Полнота включения сцепления достигается специальными регулировками сцепления и его привода. Эти регулировки обеспечивают необходимый зазор между выжимным подшипником муфты выключения сцепления и концами рычагов выключения, а также пропорциональный указанному зазору свободный ход педали сцепления, который обычно составляет 20...40 мм.

При значительном изнашивании трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей сцепления указанный зазор уменьшается, и рычаги выключения упираются в выжимной подшипник муфты выключения, что препятствует созданию пружинами необходимого нажимного усилия.

Сцепления с гидравлическим приводом управления могут и не иметь зазора между подшипником муфты выключения и концами рычагов выключения. При этом выжимной подшипник постоянно прижимается к концам рычагов с небольшой силой. При изнашивании трущихся поверхностей рычаги перемещают подшипник с муфтой и через вилку выключения и толкатель поршня рабочего цилиндра привода сцепления вытесняют соответствующее количество жидкости в главный цилиндр привода. При этом регулировочный зазор между толкателем и поршнем глав-

ного цилиндра сохраняется. Обслуживание таких сцеплений упрощается.

Чистота выключения. Чистота выключения сцепления характеризует полное разъединение двигателя и трансмиссии, при котором ведущие детали сцепления не ведут за собой ведомые.

При неполном выключении сцепления затрудняется переключение передач (оно происходит с шумом), что приводит к изнашиванию шестерен и синхронизаторов. Если же сцепление выключено не полностью, а в коробке передач включена передача, то при работающем двигателе сцепление будет буксовать. Это приводит к нагреву деталей сцепления и изнашиванию фрикционных накладок ведомого диска.

Чистоте выключения сцепления препятствует трение в ступице ведомого диска, которая установлена на шлицах первичного вала коробки передач. При выключении сцепления ведомый диск находится под действием осевой силы, которая прижимает его к маховику. Значение осевой силы P_0 ограничивается силой трения F_d в шлицевом соединении ступицы диска и первичного вала коробки передач:

$$F_d = G_d \mu_d,$$

где G_d — вес ведомого диска; μ_d — коэффициент трения в шлицевом соединении.

При этом в шлицевом соединении создается дополнительная сила трения F_T за счет трения между маховиком и фрикционной накладкой ведомого диска:

$$F_T = \mu_t \mu_d \frac{R_{cp}}{r_{ш}} P_0,$$

где μ_t — коэффициент трения между маховиком и фрикционной накладкой; R_{cp} — средний радиус фрикционной накладки; $r_{ш}$ — радиус шлицов.

Таким образом, остаточная осевая сила в однодисковом сцеплении будет равна:

$$P'_0 = F_d + F_T = G_d \mu_d + \mu_t \mu_d \frac{R_{cp}}{r_{ш}} P_0.$$

В многодисковом сцеплении остаточная осевая сила подсчитывается последовательным суммированием сил трения, возникающих в шлицевых соединениях всех ведомых дисков.

Остаточная осевая сила в многодисковом сцеплении значительно больше, чем в однодисковом, вследствие этого требуемая чистота выключения многодискового сцепления не обеспечивается. В таком случае необходимо уменьшать остаточную осевую силу,

что может быть достигнуто увеличением числа шлицов и тщательной их обработкой или увеличением диаметра шлицевого вала.

В однодисковых сцеплениях полное разъединение двигателя и трансмиссии обеспечивается соответствующим отводом нажимного диска от маховика. В двухдисковых сцеплениях принудительный отвод среднего ведущего диска осуществляется различными специальными устройствами (равноплечим рычагом, упорным стержнем и др.). Зазор между трущимися поверхностями при отводе нажимного диска в однодисковых сцеплениях составляет 0,75...1,0 мм, в двухдисковых — 0,5...0,6 мм, а в многодисковых — 0,25...0,3 мм. При этом ход нажимного диска при выключении сцепления не превышает 1,5...2,0 мм для однодисковых сцеплений и 2,0...2,5 мм для двухдисковых сцеплений.

Чистота выключения сцепления, как и полнота его включения, обеспечивается регулировками свободного хода педали управления и положения концов рычагов выключения сцепления в одной плоскости. При этом точная установка концов рычагов в одной плоскости предотвращает перекося нажимного диска при включении и выключении сцепления. Кроме того, в сцеплениях с периферийными пружинами для достижения чистоты выключения число нажимных пружин кратно числу рычагов выключения, что исключает перекося нажимного диска.

В ряде конструкций сцеплений зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником муфты выключения сцепления отсутствует, так как сила давления рычагов на подшипник не превышает 50 Н. В этом случае отсутствие зазора практически не влияет на изнашивание подшипника и позволяет сцеплению включаться полностью независимо от степени износа фрикционных накладок ведомых дисков.

Чистота выключения сцеплений с дисками, работающими в масле (фрикционы), ниже, чем у сцеплений с сухими дисками, особенно при повышении вязкости масла при низких температурах. Требуемая чистота выключения этих сцеплений достигается поддержанием необходимой температуры масла. Для этого, например, сцепление размещают в общем картере коробки передач.

Минимальный момент инерции ведомых частей. Для уменьшения ударных нагрузок шестерен включаемых передач и работы трения в синхронизаторах при переключении передач в коробке передач момент инерции ведомых частей сцепления должен быть минимальным. При включении несинхронизованной передачи ударная нагрузка на зубья шестерен пропорциональна моменту инерции ведомых частей сцепления.

Ударный импульс при включенном сцеплении может быть в 50...200 раз больше, чем ударный импульс, возникающий при переключении передач с выключенным сцеплением.

Снижение момента инерции ведомых частей сцепления достигается уменьшением диаметра ведомого диска и массы фрикционных накладок. Так, диаметр ведомых дисков сцеплений автомобилей большой грузоподъемности обычно не превышает 400 мм. Толщина фрикционных накладок сцеплений составляет 3,3...4,7 мм. Однако это не всегда возможно, так как указанные размеры определяются крутящим моментом, передаваемым сцеплением. Кроме того, при уменьшении диаметра ведомого диска необходимо увеличивать число поверхностей трения, чтобы сцепление могло передавать крутящий момент. Но увеличение числа поверхностей трения при уменьшении диаметра ведомых дисков приводит не к уменьшению, а к значительному увеличению момента инерции ведомых частей сцепления. Так, например, момент инерции ведомых частей у двухдискового сцепления значительно больше, чем у однодискового, рассчитанного на передачу такого же крутящего момента.

Применение фрикционных накладок с повышенным коэффициентом трения (из спеченных материалов) позволяет уменьшить диаметр ведомого диска, но из-за увеличения массы фрикционных накладок момент инерции ведомых частей сцепления не снижается.

Таким образом, уменьшить момент инерции ведомых частей сцепления можно только за счет уменьшения массы ведомого диска. Поэтому ведомый диск выполняют из тонкого стального листа толщиной 2...3 мм.

Для уменьшения удара при переключении передач необходимо также уменьшить разность угловых скоростей вращения шестерен переключаемых передач. Это достигается применением синхронизаторов в коробках передач.

Хороший отвод теплоты от поверхностей трения ведущих и ведомых частей. Стабильная и надежная работа сцепления существенно зависит от его теплового состояния. Поэтому необходимо поддерживать постоянный тепловой режим сцепления.

При трогании автомобиля с места происходит буксование сцепления. Это приводит к нагреву деталей сцепления и выделению теплоты на поверхностях трения его ведущих и ведомых частей. Так, например, одно включение сцепления повышает температуру нажимного диска на 7...15 °С. Температура фрикционных накладок ведомого диска также повысится и понизится коэффициент их трения. При этом надежная работа сцепления будет нарушена, так как сцепление будет буксовать не только при трогании автомобиля с места, но и во время движения.

При длительном буксовании сцепления температура его поверхностей трения может превысить 300 °С, тогда как уже при 200 °С коэффициент трения снижается почти в два раза. Высокая температура приводит к вытеканию связующего компонента фрик-

ционных накладок, они становятся сухими, пористыми и быстро изнашиваются.

При высокой температуре также может произойти коробление ведомого и нажимного дисков, появление трещин на нажимном диске и выход сцепления из строя.

Для предохранения сцепления от указанных негативных явлений осуществляют различные конструктивные мероприятия, способствующие хорошему отводу теплоты от трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей. Примером могут служить вентиляционные отверстия с металлическими сетками в картере сцепления и большое количество отверстий в кожухе сцепления, сделанные для улучшения циркуляции воздуха; рычаги выключения сцепления, выполненные в форме лопастей вентилятора, охлаждающего сцепление; массивный нажимной диск в виде кольца, обеспечивающий лучший отвод теплоты от ведомого диска; канавки в фрикционных накладках для циркуляции воздуха. Кроме того, канавки в фрикционных накладках служат для удаления под действием центробежных сил продуктов износа, снижающих коэффициент трения. Они также способствуют чистоте выключения сцепления, устраняя присасывание (прилипание) фрикционных накладок к рабочим поверхностям маховика двигателя и нажимного диска.

Для сохранения при нагреве нажимного диска работоспособности нажимных пружин сцепления их устанавливают на термоизоляционных прокладках (шайбах).

Предохранение трансмиссии от динамических нагрузок. Конструкция сцепления во многом определяет величину динамических нагрузок в трансмиссии. Динамические нагрузки, возникающие в механизмах трансмиссии, могут быть единичными (пиковыми) и периодическими.

Пиковые нагрузки могут возникнуть при резком изменении скорости движения автомобиля (резкое торможение с невыключенным сцеплением), резком включении сцепления, наезде на дорожную неровность и неравномерной работе двигателя.

При резком изменении скорости автомобиля, особенно при торможении с невыключенным сцеплением, динамическое нагружение трансмиссии происходит главным образом инерционным моментом вращающихся частей двигателя. При этом величина инерционного момента значительно больше крутящего момента двигателя.

Наибольшего значения пиковые нагрузки в трансмиссии достигают при резком включении сцепления. При этом происходит значительное повышение момента трения сцепления за счет кинетической энергии нажимного диска, перемещающегося к маховику двигателя. Поэтому в механических трансмиссиях могут сильно возрасти динамические нагрузки, так как сцепление нач-

нет буксовать только при значительном увеличении его момента трения.

При резком включении сцепления трансмиссия автомобиля закручивается крутящим моментом двигателя M_e и моментом сил инерции $M_{и}$ вращающихся частей двигателя:

$$M_c = M_e + M_{и}.$$

Момент сил инерции (инерционный момент)

$$M_{и} = \omega_e \sqrt{J_e c_{\beta}},$$

где ω_e — угловая скорость коленчатого вала; J_e — момент инерции вращающихся частей двигателя; c_{β} — крутильная жесткость трансмиссии.

Следовательно, инерционный момент $M_{и}$ зависит от угловой скорости коленчатого вала в момент резкого включения сцепления и от крутильной жесткости трансмиссии.

Уменьшение инерционного момента и снижение пиковой нагрузки достигается за счет пружин гасителя крутильных колебаний, установленных в ведомом диске сцепления. Однако максимальные пиковые нагрузки при резком включении сцепления ограничиваются буксованием сцепления.

Периодические нагрузки могут возникнуть в трансмиссии вследствие неравномерной работы двигателя и действия крутильных колебаний (неравномерности крутящего момента). Эти нагрузки создают шум и повышенные напряжения в механизмах трансмиссии и часто являются причиной поломок деталей механизмов от усталости, особенно при резонансе, когда частоты возмущающих нагрузок совпадают с частотами собственных колебаний трансмиссии.

Для гашения крутильных колебаний трансмиссии служат специальные гасители пружинно-фрикционного типа. Такие гасители поглощают энергию крутильных колебаний трансмиссии в результате трения их фрикционных элементов (колец, пластин и т. п.).

Работу трения гасителя крутильных колебаний можно определить по следующему выражению:

$$L_{т} = P_{т} \mu r_{ср} \alpha i,$$

где $P_{т}$ — усилие сжатия фрикционных колец гасителя; μ — коэффициент трения; $r_{ср}$ — средний радиус фрикционных колец; α — угол перемещения (буксования) фрикционных колец; i — число пар трения.

Момент трения гасителя крутильных колебаний

$$M_{тр} = (0,15 \dots 0,2) M_{\max}.$$

Этот момент в различных конструкциях гасителя крутильных колебаний при эксплуатации может регулироваться, поддерживаться в заданных пределах или быть нерегулируемым (устанавливаться при сборке на заводе). В последнем случае по мере изнашивания фрикционных колец гасителя его момент трения уменьшается, что может привести к прекращению выполнения гасителем своих функций.

Поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации. Во время эксплуатации автомобиля при изнашивании трущихся поверхностей сцепления усилие нажимных пружин снижается, что приводит к буксованию сцепления со всеми вытекающими последствиями. Поэтому очень важно поддерживать усилие нажимных пружин в требуемых пределах, обеспечивающих необходимый коэффициент запаса сцепления в процессе эксплуатации.

Это достигается применением сцеплений с диафрагменными пружинами, с регулируемым в эксплуатации нажимным усилием (с центральной конической пружиной) и уменьшением жесткости нажимных пружин (двойные цилиндрические пружины, два ряда периферийных пружин). Однако в сцеплениях с периферийными пружинами нажимные пружины деформируются под действием центробежных сил и их усилие снижается. Поэтому целесообразнее применять диафрагменные пружины.

Легкость управления и минимальные затраты физических усилий на управление. Управление сцеплением состоит из его выключения, удержания в выключенном состоянии и включения. При этом удержание сцепления в выключенном положении и включение составляют наибольшую часть работы по управлению им.

Управление сцеплением особенно на автомобилях большой грузоподъемности затруднено и требует от водителей значительной затраты физических сил.

Облегчение управления сцеплением достигается: применением диафрагменной нажимной пружины, уменьшающей усилие для удержания сцепления в выключенном состоянии (у выключенного сцепления сила диафрагменной пружины меньше, чем у включенного); установкой сервопружины в механическом приводе сцепления (снижается на 20...40 % усилие удержания в выключенном положении), применением гидравлического привода сцепления (имеет высокий КПД), установкой рычагов выключения сцепления на игольчатых подшипниках (увеличивается КПД привода). Значительно облегчает управление применение полуцентробежных сцеплений, полуавтоматических (центробежных, гидравлических) и сцеплений с автоматическим управлением (центробежных, электромагнитных порошковых).

Управление сцеплением должно быть легким и требовать наименьшей затраты физических усилий. Так, при отсутствии усили-

теля в приводе сцепления усилие на педали управления должно быть в пределах 200 ... 250 Н. Особенно важна легкость управления сцеплением для автомобилей, эксплуатируемых в городе. Так, например, водителям автобусов в условиях города приходится пользоваться сцеплением до 2 000 раз за смену.

Работа по управлению сцеплением не должна превышать определенных значений: 25 Дж для легковых автомобилей, 30 Дж для грузовых автомобилей и автобусов.

Приложение чрезмерных физических усилий в процессе управления автомобилем, в том числе и сцеплением, приводит к профессиональным заболеваниям водителей (искривление позвоночника, радикулит и др.).

Хорошая уравновешенность. Фрикционное сцепление должно быть уравновешенным, так как усилие, сжимающее ведущие и ведомые части сцепления при его работе, может достигнуть больших значений. Если это усилие в сцеплении не уравновешено, то оно будет создавать дополнительную нагрузку на подшипники коленчатого вала двигателя, валов коробки передач и вызывать их изнашивание. Особенно это относится к постоянно действующему осевому усилию при включенном сцеплении.

При выключенном сцеплении осевое усилие действует кратковременно. Поэтому требование уравновешенности предъявляется в первую очередь к включенному сцеплению.

Обычно сцепление уравновешивают (балансируют) в сборе с маховиком двигателя. Допустимый дисбаланс сцеплений в сборе при динамической балансировке в зависимости от их размеров 0,2...0,8 Н·см, а дисбаланс ведущего диска сцепления 0,1...0,25 Н·см. Уравновешивание сцепления достигается снятием металла, сверлением отверстий и т. п.

2.3. Принципиальные схемы фрикционных сцеплений

Фрикционным сцеплением называется дисковая муфта, в которой крутящий момент передается за счет силы сухого трения. Поэтому такие сцепления называются также сухими.

На автомобилях широкое распространение получили однодисковые и двухдисковые фрикционные сцепления. Многодисковые фрикционные сцепления применяются очень редко на тяжелых грузовых автомобилях.

Однодисковое сухое сцепление. *Однодисковым* сцеплением называется фрикционная муфта, в которой для передачи крутящего момента применяется один ведомый диск.

Принципиальная схема однодискового фрикционного сцепления показана на рис. 2.2. Сцепление состоит из ведущих и ведомых

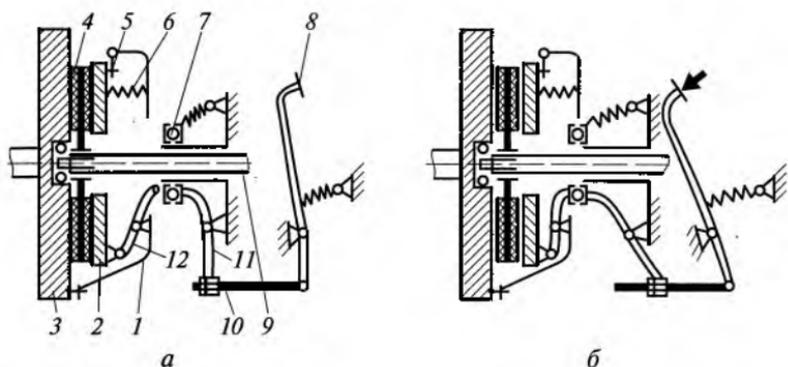


Рис. 2.2. Однодисковое фрикционное сцепление:

а — включено; *б* — выключено; 1 — кожух; 2 — нажимной диск; 3 — маховик; 4 — ведомый диск; 5 — пластина; 6 — пружина; 7 — подшипник; 8 — педаль; 9 — вал; 10 — тяга; 11 — вилка; 12 — рычаг

деталей, а также из деталей включения и выключения сцепления. Ведущими деталями являются маховик 3 двигателя, кожух 1 и нажимной диск 2, ведомыми — ведомый диск 4, деталями включения — пружины 6, деталями выключения — рычаги 12 и муфта с выжимным подшипником 7.

Кожух 1 прикреплен болтами к маховику. Нажимной диск 2 соединен с кожухом упругими пластинами 5, которые обеспечивают передачу крутящего момента от кожуха на нажимной диск и осевое перемещение нажимного диска при включении и выключении сцепления. Ведомый диск установлен на шлицах первичного (ведущего) вала 9 коробки передач.

При отпущенной педали 8 сцепление включено, так как ведомый диск 4 прижат к маховику 3 нажимным диском 2 усилием пружин 6. Сцепление передает крутящий момент от ведущих деталей к ведомым через поверхности трения ведомого диска с маховиком и нажимным диском. При нажатии на педаль 8 (рис. 2.2, б) сцепление выключается, так как муфта с выжимным подшипником 7 перемещается к маховику, поворачивает рычаги 12, которые отодвигают нажимной диск 2 от ведомого диска 4. В этом случае ведущие и ведомые детали сцепления разъединены и сцепление не передает крутящий момент.

Однодисковые сцепления просты по конструкции, дешевы в изготовлении, надежны в работе, обеспечивают хороший отвод теплоты от трущихся поверхностей, чистоту выключения и плавность включения. Они удобны в обслуживании при эксплуатации и ремонте.

В однодисковых сцеплениях сжатие ведущих и ведомых деталей может производиться несколькими цилиндрическими пружинами, равномерно расположенными по периферии нажимного дис-

ка. Оно также может осуществляться одной диафрагменной пружиной или конусной пружиной, установленной в центре нажимного диска.

Сцепление с периферийными пружинами несколько сложнее по конструкции (большое число пружин). Кроме того, поломка одной из пружин в эксплуатации может быть не замечена, что приведет к повышенному износу сцепления.

Сцепление с одной центральной пружиной проще по конструкции и надежнее в эксплуатации. При центральной диафрагменной пружине сцепление имеет меньшую массу и размеры, а также меньшее число деталей, так как пружина кроме своей функции выполняет еще и функцию рычагов выключения сцепления. Кроме того, она обеспечивает равномерное распределение усилия на нажимной диск. Сцепления с центральной диафрагменной пружиной применяются на легковых автомобилях из-за трудности изготовления пружин с большим нажимным усилием при малых размерах сцепления.

Преимуществом сцепления с центральной конической пружиной является то, что нажимная пружина не соприкасается с нажимным диском и поэтому при работе сцепления меньше нагревается и дольше сохраняет свои упругие свойства. Кроме того, благодаря конструкции нажимного механизма сцепление может передавать большой крутящий момент при сравнительно небольшой силе пружины. Такие сцепления применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

Двухдисковое сухое сцепление. *Двухдисковым* называется сцепление, в котором для передачи крутящего момента применяются два ведомых диска.

Двухдисковое сцепление при сравнительно небольших размерах позволяет передавать значительный крутящий момент. Поэтому двухдисковые сцепления применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах большой вместимости.

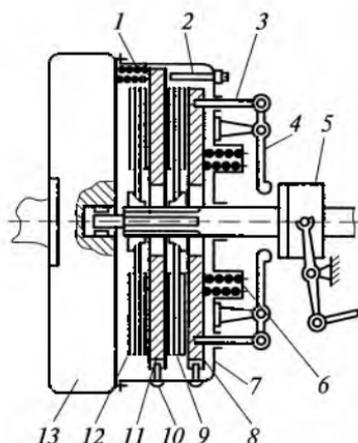
В двухдисковом сцеплении (рис. 2.3) ведущими деталями являются маховик 13 двигателя, кожух 7, нажимной диск 8 и ведущий диск 11, ведомыми — ведомые диски 9 и 12, деталями включения — пружины 6, деталями выключения — рычаги 4 и муфта выключения 5 с выжимным подшипником.

Кожух 7 прикреплен к маховику 13 и связан с нажимным 8 и ведущим 11 дисками направляющими пальцами 10, которые входят в пазы дисков. Вследствие этого нажимной и ведущий диски могут свободно перемещаться в осевом направлении и передавать крутящий момент от маховика на ведомые диски, установленные на шлицах первичного вала коробки передач.

При включенном сцеплении пружины 6 действуют на нажимной диск, зажимая между ним и маховиком двигателя ведущий и ведомые диски. При выключении сцепления муфта 5 давит на ры-

Рис. 2.3. Двухдисковое фрикционное сцепление:

1, 6 — пружины; 2 — болт; 3, 10 — пальцы;
4 — рычаг; 5 — муфта; 7 — кожух; 8 — нажимной диск;
9, 12 — ведомые диски; 11 — ведущий диск; 13 — маховик



чаги 4, которые через оттяжные пальцы 3 отводят нажимной диск от маховика двигателя. При этом между маховиком, ведомыми, ведущим и нажимным дисками создаются необходимые зазоры, чему способствуют отжимные пружины 1 и регулировочные болты 2.

В двухдисковых сцеплениях сжатие ведущих и ведомых деталей может производиться несколькими цилиндрическими пружинами, равномерно расположенными в один или два ряда по периферии нажимного диска. Сжатие также может осуществляться одной центральной конической пружиной. Двухдисковые сцепления сложнее по конструкции, чем однодисковые сцепления, и имеют большую массу.

Многодисковое сухое сцепление. Многодисковым называется сцепление, в котором для передачи крутящего момента применяется несколько ведомых дисков.

Многодисковое сцепление имеет большое число поверхностей трения, обеспечивает высокую плавность включения и передачу особенно большого крутящего момента при небольших размерах. По сравнению с однодисковым и двухдисковым сцеплениями многодисковое сложнее по конструкции, не обеспечивает чистоту выключения, имеет большой момент инерции ведомых частей, что затрудняет переключение передач и увеличивает возникающую при этом ударную нагрузку между переключаемыми деталями коробки передач. Кроме того, у многодискового сцепления худшее тепловое состояние, так как ведущие диски имеют небольшую толщину (не более 4 мм) и поэтому быстро перегреваются. Вследствие этого может быть нарушена стабильная и надежная работа сцепления. В связи с указанными недостатками многодисковые сцепления распространения на автомобилях почти не получили.

Принципиальная схема многодискового фрикционного сцепления показана на рис. 2.4. Ведущими деталями многодискового

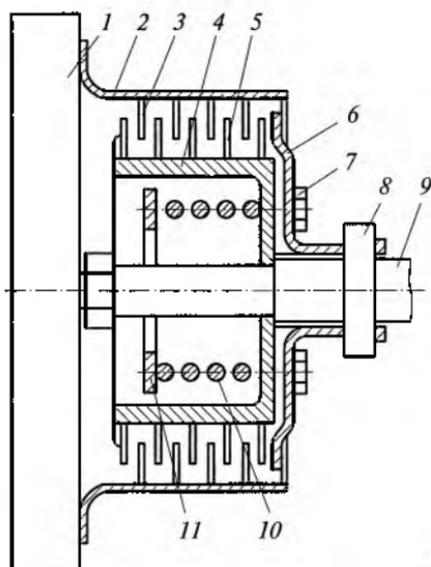


Рис. 2.4. Многодисковое сцепление:

1 — маховик; 2 — ведущий барабан; 3 — ведущие диски; 4 — ведомый барабан; 5 — ведомые диски; 6 — крышка; 7 — болт; 8 — подшипник; 9 — вал; 10 — пружина; 11 — тарелка

сцепления являются маховик 1 двигателя, ведущий барабан 2 и ведущие диски 3, ведомыми — ведомый барабан 4 и ведомые диски 5, деталями включения — центральная цилиндрическая пружина 10, деталями выключения — муфта выключения с выжимным подшипником 8. Крышка 6, опорная тарелка 11 и соединительные болты 7 выполняют функции деталей включения и выключения сцепления.

Ведущий барабан 2 соединен с маховиком 1 двигателя, а ведомый барабан 4 связан с ведущим валом 9 коробки передач. Ведущие 3 и ведомые 5 диски поочередно установлены между барабанами сцепления. Они прижимаются один к другому, а также к фланцу ведомого барабана при помощи крышки 6 центральной цилиндрической пружины 10. Нажимная пружина размещена внутри ведомого барабана между его дном и опорной тарелкой 11. В тарелку ввернуты болты 7, которые соединяют ее с крышкой 6. Болты проходят сквозь отверстия, выполненные специально для них в днище ведомого барабана 4 и крышке 6. Это обеспечивает давление пружины 10 на крышку 6 и сжатие ведущих и ведомых дисков сцепления. Ведущие и ведомые диски соединены со своими барабанами таким образом, что они могут перемещаться в осевом направлении, но вращаться с барабанами только как одно целое.

При включенном сцеплении крутящий момент двигателя от маховика передается к ведущему валу 9 коробки передач последовательно через ведущий барабан 2, ведущие диски 3, ведомые диски 5 и ведомый барабан 4. При выключении сцепления муфта выключения с подшипником перемещается в сторону от махови-

ка 1, подшипник воздействует на крышку 6 и перемещает ее также от маховика. При этом усилие от крышки через болты 7 передается на опорную тарелку 11 и пружина 10 сжимается. В результате сжатие ведущих и ведомых дисков сцепления прекращается, и они отходят друг от друга. Сцепление выключается, и крутящий момент не передается. При включении сцепления отпускается педаль управления, пружина 10 перемещает тарелку 11 к маховику и через болты 7 и крышку 6 сжимает ведущие и ведомые диски. Сцепление включается и передает крутящий момент от двигателя на трансмиссию.

2.4. Привод управления сцеплением

Привод сцепления служит для управления сцеплением, т. е. для его включения, выключения и удержания в выключенном состоянии.

Привод сцепления может быть механический, гидравлический, пневматический, электромагнитный, автоматический и неавтоматический.

Привод сцепления должен обеспечивать удобство управления, легкость управления, удобство компоновки, доступность, простоту и легкость регулировки, а также иметь высокий КПД.

Удобство управления сцеплением достигается ограничением полного хода педали сцепления, наибольшее значение которого не должно превышать 150... 180 мм. Такой ход педали обеспечивается путем применения ограничителя, предотвращающего сильное нагружение рычагов выключения сцепления при большом усилии на педали.

Легкость управления сцеплением обеспечивается ограничением усилия, прилагаемого к педали управления при выключении сцепления. Усилие на педали должно быть не более 200 Н. Для уменьшения усилия применяются усилители привода сцепления.

Высокий КПД и удобство компоновки достигаются путем применения привода управления соответствующей конструкции (например, гидравлического).

Доступность, простота и легкость регулировки привода обеспечивается его компоновкой и конструкцией. Регулировкой привода достигается чистое выключение и полное включение сцепления, а также сохраняется постоянное усилие нажимных пружин по мере изнашивания фрикционных накладок ведомого диска сцепления в процессе эксплуатации.

На автомобилях наибольшее применение получили механические и гидравлические приводы сцеплений. Для облегчения управления сцеплением в приводах часто используют механические усилители в виде сервопружин, а также пневматические и вакуумные

усилители. Например, сервопружины уменьшают усилие выключения сцепления на 20...40 %.

Механический привод сцепления. Механический привод представляет собой систему тяг и рычагов, передающих усилие от водителя к рычагам выключения сцепления. В привод (рис. 2.5, *a*) входят педаль *б*, тяга *5*, вилка выключения *4* и муфта выключения сцепления с выжимным подшипником *3*. При выключении сцепления при нажатии на педаль *б* усилие передается на вилку *4* и от нее на муфту с подшипником *3*. Муфта перемещается и подшипник нажимает на внутренние концы рычагов выключения *2*, которые отводят своими наружными концами нажимной диск *1* от ведомого диска. При этом сцепление выключается и не передает крутящий момент.

Механический привод по сравнению с гидравлическим проще по конструкции и надежнее в работе. Однако механический привод имеет меньший КПД, обеспечивает худшую изоляцию кабины или салона кузова в месте установки педали сцепления. При механическом приводе сложнее осуществлять передачу усилия от педали управления к сцеплению, так как двигатель устанавливается на упругих опорах и может иметь перекосы относительно несущей системы автомобиля (рамы, кузова) при движении, оказывающие влияние на нормальную работу сцепления.

Гидравлический привод сцепления. Гидравлический привод передает усилие от педали управления к рычагам выключения сцепления при помощи гидростатического напора жидкости. При выключении сцепления (рис. 2.5, *б*) усилие от педали *б* через толкатель передается на поршень главного цилиндра *9*, жидкость из которого через трубопровод *8* поступает в рабочий цилиндр *7*. Поршень рабочего цилиндра через шток поворачивает на шаровой опоре вилку *4* выключения сцепления, которая перемещает муфту выключения с выжимным подшипником *3*. Подшипник давит на внутренние концы рычагов выключения *2*, которые от-

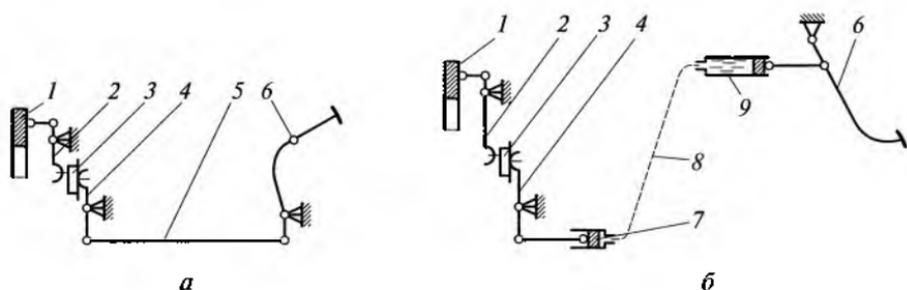


Рис. 2.5. Приводы сцеплений:

a — механический; *б* — гидравлический; *1* — нажимной диск; *2* — рычаг; *3* — подшипник; *4* — вилка; *5* — тяга; *6* — педаль; *7*, *9* — цилиндры; *8* — трубопровод

водят нажимной диск I от ведомого диска сцепления. Сцепление выключается и крутящий момент через него не передается.

Гидравлический привод имеет больший КПД, чем механический, обеспечивает удобство управления и более плавное включение сцепления, а также уменьшает усилие выключения сцепления. Привод позволяет ограничивать скорость перемещения нажимного диска при резком включении сцепления, что дает возможность уменьшить динамическое нагружение механизмов трансмиссии. Он обладает большой жесткостью, что обеспечивает уменьшение свободного хода педали управления, более удобен при компоновке, для дистанционного управления при значительном удалении сцепления от места водителя и для автомобилей с опрокидывающейся кабиной.

При гидравлическом приводе устраняется влияние перекосов двигателя относительно рамы (кузова) на работу сцепления, уменьшается трение в приводе, улучшается герметичность кабины и салона кузова. Однако гидравлический привод сложнее по конструкции и в обслуживании, менее надежен в работе, более дорогостоящий и требует больших затрат при обслуживании в эксплуатации.

Элементы приводов сцеплений. Рассмотрим основные элементы приводов сцеплений.

Педаль сцепления. Она может быть верхней и нижней. Верхняя педаль имеет нижнюю опору (см. рис. 2.5, а) и обычно применяется для механического привода сцепления. Нижняя педаль имеет верхнюю опору (см. рис. 2.5, б) и применяется для гидравлического привода сцепления. Иногда нижнюю педаль используют и в механическом приводе сцепления.

Педаль сцепления изготавливают литьем из ковкого чугуна КЧ 35 или штампуют из сталей марок 30 и 35.

Вилка выключения сцепления. Она может быть изготовлена как одно целое с рычагом привода и опираться на шаровую опору. В этом случае вилку штампуют из листовой стали 20. Вилка может быть выполнена отдельно или вместе с валом, установленным во втулках картера сцепления. При таких конструкциях вилку выключения штампуют из сталей марок 30 и 35.

Выжимной подшипник муфты выключения сцепления. Подшипник выполняется закрытым и герметичным. Смазочный материал в него закладывают при сборке, и в процессе эксплуатации смазывания подшипника не требуется. При управлении сцеплением подшипник может воздействовать непосредственно на внутренние концы рычагов выключения или через опорное кольцо, прикрепленное к концам рычагов выключения. В сцеплениях с диафрагменной пружиной подшипник при управлении сцеплением упирается в концы лепестков пружины через фрикционное кольцо, связанное с кожухом сцепления упругими пластинами, кото-

рые позволяют кольцу перемещаться в осевом направлении при включении и выключении сцепления.

Усилители привода сцепления. Усилители применяются для облегчения работы водителя по управлению сцеплением. В приводах сцеплений наибольшее распространение получили пружинные и пневматические усилители.

На рис. 2.6 показан пружинный усилитель, установленный в гидравлическом приводе сцепления. Усилитель представляет собой сервопружину 2, которая передним концом соединена с педалью 4 сцепления, а задним прикреплена к кронштейну 1 педали.

При включенном сцеплении, когда усилие на педали отсутствует, ось сервопружины 2 располагается ниже оси поворота педали. В этом случае усилие сервопружины суммируется с усилием оттяжной пружины 3, удерживающей педаль сцепления в исходном положении.

При выключении сцепления при перемещении педали 4 передний конец сервопружины 2 поднимается и ее ось располагается выше оси поворота педали. Вследствие этого на педали создается момент, уменьшающий усилие, необходимое для удержания сцепления в выключенном состоянии.

График, представленный на рис. 2.6, б, иллюстрирует изменение усилия $P_{\text{пед}}$ на педали во время выключения сцепления при наличии пружинного усилителя в приводе и без него. На графике точка a соответствует усилию на педали при выключенном сцеплении без усилителя привода, точка a_1 — при наличии в приводе усилителя. Из графика видно, что для удержания педали в выключенном положении при усилителе требуется значительно меньшее усилие (примерно на 40%), чем без усилителя.

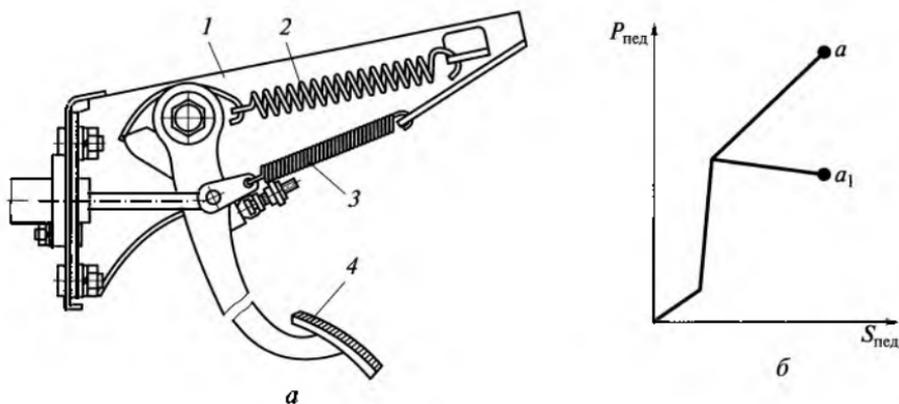


Рис. 2.6. Пружинный усилитель (а) и изменение усилия (б) на педали сцепления:

1 — кронштейн; 2 — сервопружина; 3 — оттяжная пружина; 4 — педаль

Пневматический усилитель привода сцепления обычно применяется на автомобилях большой грузоподъемности.

На рис. 2.7 представлен график изменения усилия R на штоке вилки выключения сцепления в зависимости от усилия $P_{\text{пед}}$ на педали управления в гидравлическом приводе сцепления при действии пневматического усилителя и без него.

При включенном сцеплении, когда нет усилия на педали управления, усилие на вилке выключения сцепления также отсутствует.

При выключенном сцеплении при не работающем пневмоусилителе усилие на штоке вилки выключения R_1 зависит только от давления в гидроприводе. При выключенном сцеплении при работающем пневмоусилителе, который вступает в работу при усилии P_1 на педали, усилие R_2 на штоке вилки выключения существенно возрастает. При этом полное усилие R на штоке вилки выключения равно сумме усилий, создаваемых на штоке гидроприводом и пневмоусилителем:

$$R = R_1 + R_2.$$

Полное усилие R будет увеличиваться пока давление сжатого воздуха не достигнет максимального значения. Дальнейшее повышение усилия на штоке вилки выключения может быть достигнуто только при увеличении усилия на педали сцепления.

Автоматический привод сцепления. В условиях города с интенсивным движением транспорта водителю автомобиля приходится выключать сцепление до 600 раз на 100 км пути, что очень усложняет его работу по управлению автомобилем.

Сцепление с автоматическим управлением полностью освобождает водителя от физических усилий. При таком сцеплении отсутствует педаль в приводе, и автомобили называются автомобилями с двухпедальным управлением (тормозная педаль и педаль подачи топлива).

Определенный интерес представляют конструкции сцепления и привода, в которых сцепление фрикционное, а автоматическое управление сцеплением осуществляется специальным оборудованием.

На рис. 2.8 представлена схема электровакуумного автоматического привода сцепления. Специальное оборудование сцепления включает в себя вакуумный цилиндр 2 с поршнем 3 и штоком 1, клапанное устройство 8 с вакуумным клапаном 7, электромагнитом 5, якорем 4 и седлами 6 и 9. В оборудование также входит блок управления 10, регулирующий силу тока генератора 11,

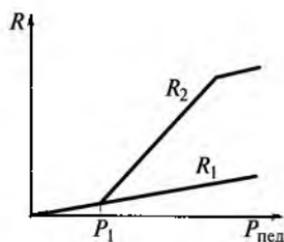


Рис. 2.7. Изменение усилия на штоке вилки выключения сцепления

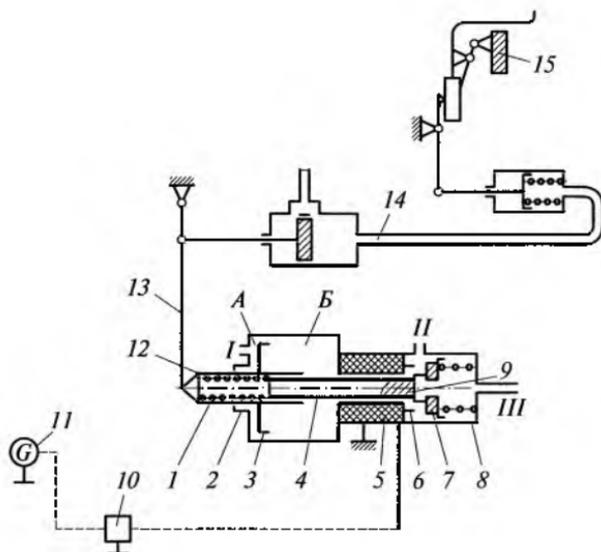


Рис. 2.8. Электровакuumный автоматический привод сцепления:

1 — шток; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — ярко; 5 — электромагнит; 6, 9 — седла; 7 — клапан; 8 — клапанное устройство; 10 — блок управления; 11 — генератор; 12 — пружина; 13 — рычаг; 14 — гидропривод; 15 — сцепление; I—III — выходы; А, Б — полости

поступающего в обмотку электромагнита 5 в зависимости от угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Дополнительное оборудование обеспечивает автоматическое управление фрикционным сцеплением 15. При включенном сцеплении ток не поступает в обмотки электромагнита 5 и ярко 4 пружиной штока 1 сдвинут в положение, при котором седло 9 закрывает центральное отверстие клапана 7, связывающего цилиндр 2 с впускным трубопроводом двигателя через вывод III. В этом случае полости А и Б вакуумного цилиндра сообщаются с окружающим воздухом через выходы I и II и в полостях сохраняется одинаковое давление воздуха.

При воздействии на рычаг управления коробкой передач электрическая цепь электровакuumного привода замыкается, ток поступает в обмотки электромагнита 5, внутрь него втягивается ярко 4 с седлом 9, открывается центральное отверстие клапана 7 и полость Б цилиндра 2 сообщается с впускным трубопроводом двигателя через вывод III. Одновременно клапан 7 садится на седло 6, перекрывает вывод II и прерывает связь полости Б вакуумного цилиндра с окружающим воздухом. Под действием разности давления воздуха в полостях А и Б цилиндра 2 поршень 3 перемещается и через рычаг 13 и гидравлический привод 14 выключает сцепление 15, позволяя включить необходимую передачу в коробке

передач. При максимальной силе тока в обмотках электромагнита 5 сцепление выключено полностью, а при уменьшении силы тока — оно постепенно включается. Сила тока зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя. При увеличении угловой скорости разрежение уменьшается. При этом блок управления 10 уменьшает силу тока в обмотках электромагнита. Регулирование разрежения и силы тока обеспечивает плавное увеличение момента сцепления и плавное трогание автомобиля с места, а также позволяет поддерживать необходимый режим, при котором сцепление включено неполностью (пробуксовывает).

Степень пробуксовывания сцепления зависит от положения штока 1, внутри которого находится пружина 12 обратной связи. Так, при заданной угловой скорости коленчатого вала двигателя наступает равновесие между электромагнитной силой, действующей на якорь 4, и силой пружины 12. В этом случае клапан 7 садится на седло 9 якоря 4 и седло 6, прерывая связь полости В цилиндра 2 с впускным трубопроводом двигателя (вывод III) и с окружающим воздухом (вывод II).

Автоматический электровакуумный привод сцепления уменьшает время разгона автомобиля и может быть установлен на автомобиле без нарушения его компоновки. Педальный привод сцепления можно использовать, например, при пуске двигателя буксированием автомобиля. При применении педального привода автоматический электровакуумный привод сцепления выключается.

2.5. Конструкции сцеплений и приводов управления

Однодисковое сцепление с периферийными пружинами. Сцепления такого типа получили широкое применение на легковых и грузовых автомобилях, а также на автобусах.

На рис. 2.9 представлено сцепление грузовых автомобилей ЗИЛ. Сцепление постоянно замкнутое, фрикционное, сухое, однодисковое, с периферийными пружинами и с механическим приводом.

Сцепление находится в чугунном картере 7, прикрепленном к двигателю. К маховику 1 двигателя болтами присоединен стальной штампованный кожух 13 сцепления. Чугунный нажимной диск 2 соединен с кожухом четырьмя парами пластинчатых пружин 15, передающих крутящий момент с кожуха на нажимной диск. Между кожухом и нажимным диском равномерно размещены по окружности шестнадцать цилиндрических нажимных пружин 14, каждая из которых центрируется специальными выступами, выполненными на нажимном диске и кожухе. Между нажимным

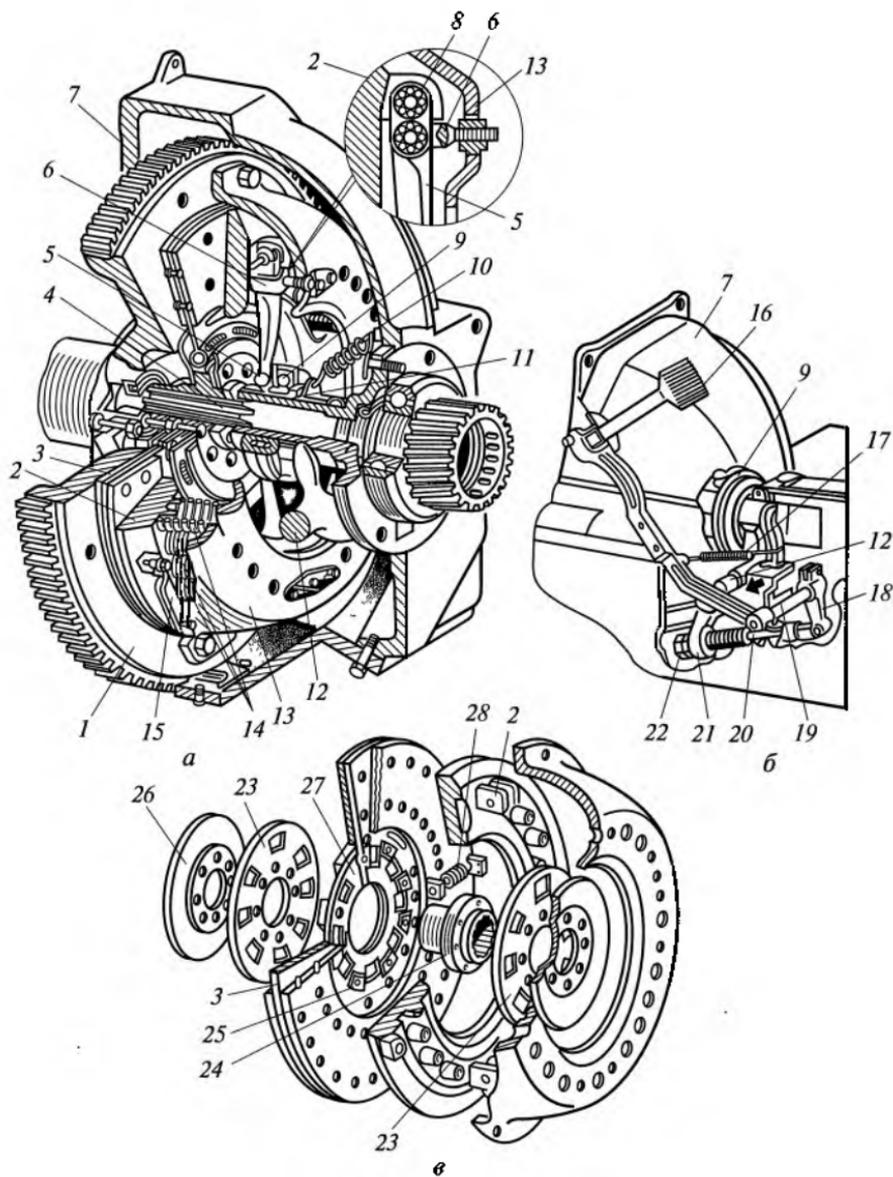


Рис. 2.9. Сцепление (а), привод (б) и детали (в) сцепления грузовых автомобилей ЗИЛ:

1 — маховик; 2 — нажимной диск; 3 — ведомый диск; 4, 19 — валы; 5, 18, 21 — рычаги; 6, 12 — вилки; 7 — картер; 8, 9 — подшипники; 10, 14, 17, 28 — пружины; 11 — муфта; 13 — кожух; 15 — пластинчатая пружина; 16 — педаль; 20 — тяга; 22 — гайка; 23, 27 — диски; 24 — ступица; 25 — пластина; 26 — маслоотражатель

дискон и пружинами установлены теплоизолирующие шайбы, которые уменьшают нагрев пружин при работе сцепления и исключают потерю пружинами упругих свойств при нагреве. Четыре рычага 5 выключения сцепления при помощи осей с игольчатыми подшипниками 8 соединены с нажимным диском и вилками 6. Опорами вилок на кожухе служат сферические гайки, обеспечивающие вилкам возможность совершать качальное движение при перемещении нажимного диска. При сборке сцепления этими гайками регулируют положение рычагов выключения сцепления.

Муфта 11 выключения сцепления имеет неразборный выжимной подшипник 9 с постоянным запасом смазочного материала, который не пополняется в процессе эксплуатации.

В ведомом диске сцепления находится пружинно-фрикционный гаситель крутильных колебаний. К тонкому стальному ведомому диску 3 с обеих сторон приклепаны фрикционные накладки из прессованной металлоасбестовой композиции. Диск соединен со ступицей 24 при помощи восьми пружин 28 гасителя крутильных колебаний. Ступица установлена на шлицах первичного вала 4 коробки передач. Пружины 28 установлены с предварительным сжатием в совмещенных и расположенных по окружности прямоугольных окнах дисков 23, 27 и фланца ступицы 24 ведомого диска. При такой установке пружин ведомый диск 3 может поворачиваться в обе стороны относительно ступицы 24 на определенный угол, сжимая при этом пружины 28. Угол поворота ведомого диска ограничивается сжатием пружин до соприкосновения их витков.

Диск 23 приклепан к ступице вместе с маслоотражателями 26 и прижат к фрикционным пластинам 25, которые закреплены на диске 27, приклепанном к ведомому диску 3. При перемещениях ведомого диска относительно его ступицы вследствие действия крутильных колебаний, возникающих в трансмиссии при резких изменениях частоты вращения деталей, за счет трения между дисками и фрикционными пластинами 25 происходит гашение крутильных колебаний, энергия которых превращается в теплоту и рассеивается в окружающую среду. Пружины 28 гасителя снижают частоту колебаний деталей трансмиссии, не дают им совпадать с частотой крутильных колебаний и исключают резонансные явления в трансмиссии. Кроме того, при возрастании крутящего момента пружины обеспечивают плавное его увеличение в момент начала движения автомобиля или при переключении передач, что обеспечивает плавность включения сцепления даже при резком отпуске педали сцепления. Гаситель крутильных колебаний повышает долговечность механизмов трансмиссии.

Привод сцепления механический. В привод входят педаль 16 с валом 19, рычаги 18 и 21, регулировочная тяга 20 и вилка 12 выключения сцепления.

При нажатии на педаль поворачивается вал 19 и через рычаги и тягу действует на вилку 12, а она — на муфту выключения 11 с выжимным подшипником 9. Муфта с подшипником перемещается и нажимает на внутренние концы рычагов 5, которые отводят своими наружными концами нажимной диск от ведомого. При этом нажимные пружины 14 сжимаются. Сцепление выключено, и крутящий момент от двигателя к трансмиссии не передается.

После отпускания педали муфта выключения с подшипником возвращаются в исходное положение под действием соответственно пружин 10 и 17. При этом под действием нажимных пружин 14 нажимной диск прижимается к маховику. Сцепление включено, и крутящий момент передается от двигателя к трансмиссии.

Для надежной работы сцепления в нем производится две регулировки — свободного хода педали сцепления и положения рычагов выключения сцепления.

Регулировка свободного хода педали сцепления или зазора между выжимным подшипником и рычагами выключения сцепления производится регулировочной гайкой 22 путем изменения длины тяги 20. При этом зазор должен быть в пределах 1,5... 3 мм, что соответствует свободному ходу педали сцепления — 35... 50 мм. Эта регулировка эксплуатационная. Она необходима для полного включения и выключения сцепления. Так, при меньшем зазоре выжимной подшипник может постоянно или периодически нажимать на рычаги выключения, вызывая пробуксовку сцепления и увеличивая тем самым свой износ и износ фрикционных накладок и рычагов выключения.

Регулировка рычагов выключения производится при сборке и ремонте сцепления при помощи сферических гаек крепления опорных вилок 6. Эта регулировка необходима для того, чтобы нажимной диск при выключении сцепления перемещался без перекоса. В противном случае нажимной диск будет отходить от ведомого диска с перекосом, сцепление ведет, и оно изнашивается.

На рис. 2.10 представлено сцепление легковых автомобилей ГАЗ. Сцепление однодисковое, сухое, с периферийными пружинами и гидравлическим приводом.

Сцепление включает в себя маховик 2, нажимной диск 5, кожух 11, ведомый диск 4 с гасителем 1 крутильных колебаний, нажимные пружины 6, три рычага 10 выключения и муфту 7 выключения сцепления с герметичным выжимным подшипником, не требующим смазывания в эксплуатации. Сцепление находится в картере 3, прикрепленном к двигателю.

Ведомый диск 4 прижат к маховику 2 двигателя нажимным диском 5 усилием девяти пар цилиндрических пружин 6, равномерно расположенных по окружности. Применение двойных цилиндрических пружин (наружной и внутренней) обеспечивает в эксплуатации постоянство их нажимного усилия в необходимых

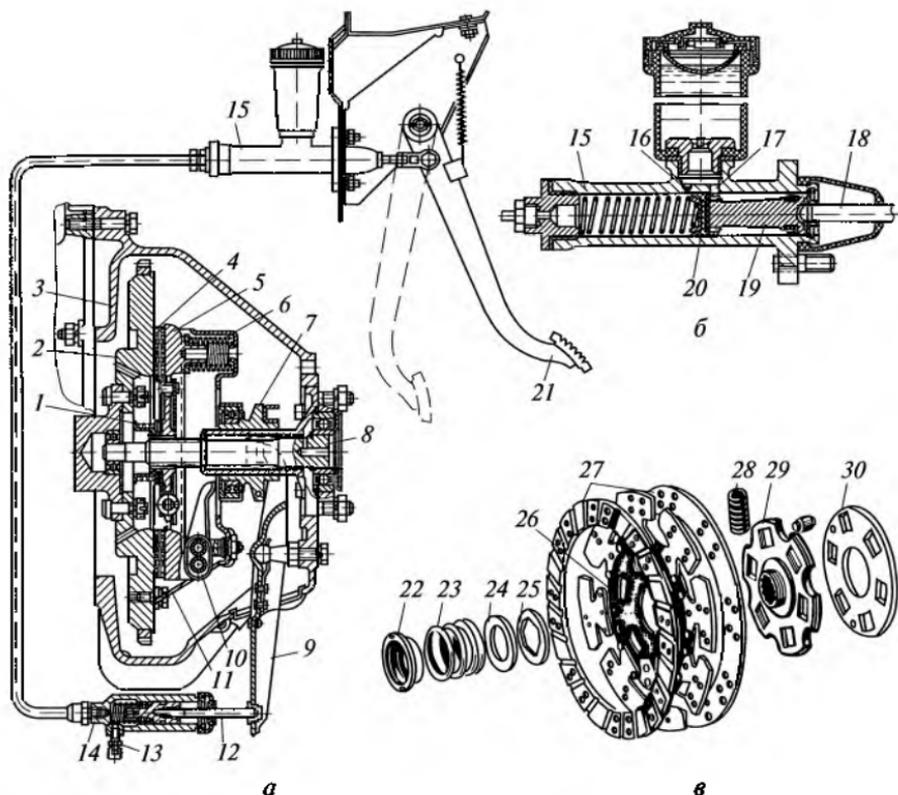


Рис. 2.10. Сцепление (а), привод (б) и детали сцепления (в) легковых автомобилей ГАЗ:

1 — гаситель; 2 — маховик; 3 — картер; 4 — ведомый диск; 5 — нажимной диск; 6, 23, 28 — пружины; 7 — муфта; 8 — вал; 9 — вилка; 10 — рычаг; 11 — кожух; 12 — шток; 13 — клапан; 14, 15 — цилиндры; 16, 17 — отверстия; 18 — толкатель; 19 — поршень; 20 — манжета; 21 — педаль; 22 — упор; 24, 25 — шайбы; 26, 30 — диски; 27 — фрикционная накладка; 29 — ступица

пределах. Ведомый диск включает в себя ступицу 29, диски 26 и 30, фрикционные накладки 27 и гаситель крутильных колебаний.

Гаситель 1 крутильных колебаний, возникающих в трансмиссии при неравномерном вращении коленчатого вала двигателя при резком включении сцепления, движении автомобиля по неровной дороге, состоит из шести цилиндрических пружин 28, стальной фрикционной шайбы 25, теплоизолирующей шайбы 24, пружины 23 и упора 22.

Цилиндрические пружины гасителя размещены в окнах дисков 26 и 30 и ступицы 29, они обеспечивают их упругую связь. Фрикционная шайба 25 зафиксирована на ступице и прижата к ведомому диску пружиной 23 через теплоизолирующую шайбу 24.

Пружина установлена на упоре 22, который закреплен на ступице ведомого диска.

Гашение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля происходит за счет трения между фрикционной стальной шайбой 25 и ведомым диском 26, которое возникает при поворотах ведомого диска относительно его ступицы.

Крутящий момент при включенном сцеплении от маховика 2 двигателя через болты крепления передается к кожуху 11 сцепления и от него нажимному диску 5 через приливы диска, входящие в три прямоугольных окна кожуха. Затем крутящий момент передается ведомому диску 4, который установлен на шлицах первичного (ведущего) вала 8 коробки передач.

В гидравлический привод сцепления входят педаль 21, главный цилиндр 15 с бачком и толкателем 18, рабочий цилиндр 14 со штоком 12, вилка 9 и трубопровод.

Усилие от педали к вилке выключения сцепления передается через жидкость (тормозную), которой заполнен привод и которая практически не сжимается. Внутренняя полость главного цилиндра сообщается с бачком через перепускное 17 и компенсационное 16 отверстия. При этом через компенсационное отверстие жидкость проходит в бачок при изменении ее объема в цилиндре (при нагреве, после резкого отпуска педали сцепления).

При выключении сцепления при нажатии на педаль 21 толкатель 18 перемещает поршень 19 главного цилиндра, который после перекрытия компенсационного отверстия 16 выталкивает жидкость при повышенном давлении через трубопровод в рабочий цилиндр 14. Поршень рабочего цилиндра через шток 12 поворачивает на шаровой опоре вилку 9, которая перемещает муфту 7 с выжимным подшипником. Выжимной подшипник действует на рычаги 10 выключения сцепления и перемещает их внутренние концы к маховику. При этом ведущие и ведомые части сцепления разъединяются, и сцепление выключается. При отпуске педали при включении сцепления все детали привода перемещаются в исходное положение под действием возвратных пружин, а давление жидкости в приводе уменьшается до атмосферного.

При плавном отпуске педали сцепления вытесненная жидкость из рабочего цилиндра, возвращаясь в главный цилиндр, успевает заполнить в нем объем, освобожденный поршнем.

При резком отпуске педали сцепления в главном цилиндре может возникнуть разрежение, если жидкость, поступившая в него, не успеет заполнить объем, освобожденный в цилиндре поршнем. В этом случае часть жидкости из бачка через перепускное отверстие 17 поступает в полость поршня и через отверстия в его головке — в полость перед поршнем, отжимая при этом края уплотнительной манжеты 20. Поступившая жидкость, заполняя цилиндр, устраняет в нем вакуум. При дальнейшем поступлении в цилиндр

жидкости из привода ее излишки вытесняются в бачок через компенсационное отверстие 16.

В рабочем цилиндре имеется специальный клапан 13 для выпуска воздуха, который удаляется через него при прокачивании привода сцепления.

Однодисковое сцепление с центральной диафрагменной пружиной. Такое сцепление получило широкое применение на легковых автомобилях. Сцепление имеет простую конструкцию, небольшие размеры и массу. Для его выключения требуется небольшое усилие, так как сила диафрагменной пружины при выключении уменьшается. Однако прижимное усилие диафрагменной пружины ограничено.

На рис. 2.11 показано сцепление легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости. Сцепление — однодисковое, сухое, с центральной диафрагменной пружиной и с гидравлическим приводом.

Сцепление имеет один ведомый диск, а ведущие и ведомые его части прижимаются друг к другу центральной пружиной. Крутящий момент от двигателя сцепление передает за счет сил сухого трения. Усилие от педали к вилке выключения сцепления передается через жидкость.

Сцепление состоит из ведущих частей (маховик 8, кожух 16, нажимной диск 7), ведомых частей (ведомый диск 2) и деталей включения и выключения (пружина 1, муфта 12, подшипник 14). Стальной штампованный кожух 16, чугунный нажимной диск 7 и нажимная пружина 1 представляют собой неразборный узел, который крепится к маховику 8 болтами 10. Между маховиком и нажимным диском на шлицах ведущего вала 11 коробки передач установлен ведомый диск 2, состоящий из ступицы 5, стального разрезного диска 4 и фрикционных накладок 3. Ведомый диск снабжен пружинно-фрикционным гасителем крутильных колебаний 6, который обеспечивает упругую связь между ступицей 5 и диском 4, а также гашение крутильных колебаний. Диафрагменная пружина 1, отштампованная из листовой пружинной стали, в свободном состоянии имеет вид усеченного конуса с радиальными прорезями, идущими от ее внутреннего края. Радиальные прорези образуют 18 лепестков, которые являются упругими выжимными рычажками. Упругость этих рычажков способствует обеспечению плавной работы сцепления. Пружина 1 с помощью заклепок и двух колец 19 закреплена на кожухе 16 сцепления. При этом наружный ее край, соприкасающийся с нажимным диском, передает усилие от пружины на нажимной диск. Сцепление вместе с маховиком размещается в отлитом из алюминиевого сплава картере 9, закрытом спереди стальной штампованной крышкой 18 и закрепленном на заднем торце блока цилиндров двигателя.

Сцепление имеет гидравлический привод.

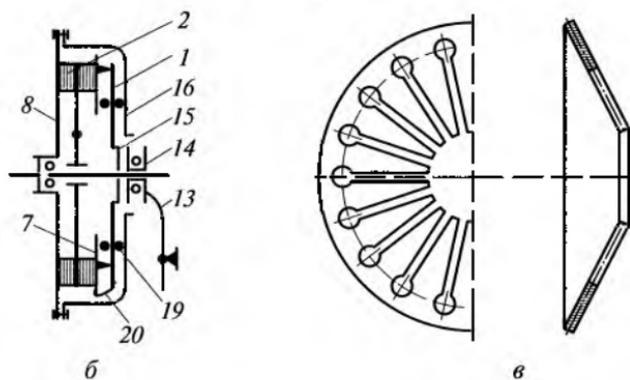
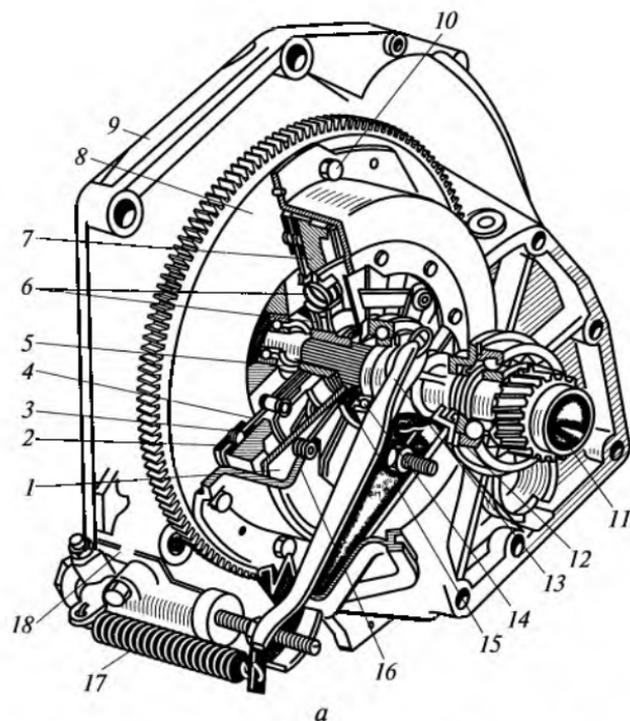


Рис. 2.11. Сцепление легковых автомобилей ВАЗ:

a — общий вид; *б* — схема; *в* — диафрагменная пружина; 1 — диафрагменная пружина; 2 — ведомый диск; 3 — фрикционная накладка; 4 — разрезной диск; 5 — ступица; 6 — гаситель; 7 — нажимной диск; 8 — маховик; 9 — картер; 10 — болт; 11 — вал; 12 — муфта; 13 — вилка; 14 — подшипник; 15 — фланец; 16 — кожух; 17 — пружина; 18 — крышка; 19 — кольцо; 20 — фиксатор

Однодисковое сцепление с центральной конической пружиной. В отличие от сцепления с диафрагменной пружиной однодисковое сцепление с центральной конической пружиной позволяет передавать большой крутящий момент благодаря установке между

нажимным диском и пружиной специального рычажного механизма, увеличивающего давление пружины.

Такое сцепление имеет меньший осевой размер и более простую конструкцию, чем сцепление с периферийными пружинами. Равномерность нагрузки на нажимной диск обеспечивается верообразными упругими рычагами, передающими усилие пружины на нажимной диск.

Сцепление с центральной конической пружиной получило применение на грузовых автомобилях большой грузоподъемности.

На рис. 2.12 показано сцепление грузового автомобиля МАЗ. Сцепление — однодисковое, фрикционное сухое, с центральной конической пружиной и с механическим приводом. Коническая пружина 5, имеющая поперечное сечение витка прямоугольной формы, в сжатом состоянии расположена между подвижной втулкой 6 и опорным фланцем 3. Пружина не касается нажимного диска, при работе меньше нагревается и дольше сохраняет свою упругость. Фланец закреплен в кожухе 8, привернутом к маховику 11 двигателя. На внутреннем конце втулки 6 закреплена обойма 12, в которой находятся шаровые опоры нажимных рычагов 4. Нажимные рычаги выполнены в форме диска, разрезанного на отдельные секторы, в виде лопастей вентилятора для охлаждения сцепления. Наружные концы рычагов 4 находятся между кольцевыми

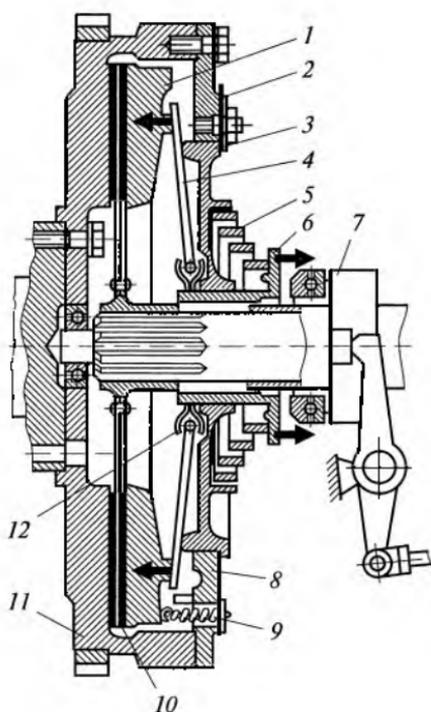


Рис. 2.12. Однодисковое сцепление с конической пружиной грузового автомобиля:

- 1 — нажимной диск; 2 — регулировочные прокладки; 3 — фланец; 4 — рычаг; 5 — коническая пружина; 6 — втулка; 7 — муфта; 8 — кожух; 9 — пружина; 10 — ведомый диск; 11 — маховик; 12 — обойма

выступами опорного фланца 3 и нажимного диска 1, что обеспечивает перемещение нажимного 1 и ведомого 10 дисков и прижатие ведомого диска к маховику двигателя. Упругие нажимные рычаги обеспечивают плавность включения и выключения сцепления. Давление конической пружины регулируется прокладками 2, установленными между кожухом 8 и опорным фланцем 3. Нажимной диск имеет прямоугольные выступы, которые входят в продольные пазы кожуха. Это обеспечивает передачу крутящего момента от маховика на нажимной диск и перемещение нажимного диска в осевом направлении. Сцепление размещено в картере, прикрепленном болтами к блоку цилиндров двигателя.

При включенном сцеплении ведомый диск 10 зажат между нажимным диском 1 и маховиком 11 под действием конической пружины 5 и нажимных рычагов 4. Сцепление передает крутящий момент. При выключении сцепления муфта 7 с выжимным подшипником перемещается к маховику и давит на подвижную втулку 6. Втулка сжимает пружину 5 и перемещает внутренние концы рычагов 4 к маховику. При этом наружные концы рычагов перемещаются в сторону от маховика, их давление на нажимной диск 1 прекращается. Нажимной диск отводится от маховика оттяжными пружинами 9, освобождая ведомый диск 10. Сцепление выключается, крутящий момент через него не передается.

Двухдисковые сцепления с периферийными пружинами. На рис. 2.13, а представлено сцепление грузовых автомобилей КамАЗ. Сцепление двухдисковое, фрикционное, сухое, с периферийными пружинами и гидравлическим приводом.

Ведущими в сцеплении являются маховик 1, средний ведущий диск 12, нажимной диск 11 и кожух 10, а ведомыми — диски 3 с гасителями 2 крутильных колебаний. Усилие, сжимающее ведущие и ведомые диски, создается пружинами 9. Крутящий момент от двигателя передается нажимному и среднему ведущему дискам через выступы, выполненные на их наружных поверхностях, входящие в четыре продольных паза на маховике. Пазы на маховике позволяют перемещаться выступам, а следовательно, и ведущим дискам 11 и 12 относительно маховика при включении и выключении сцепления.

На среднем ведущем диске 12 установлен рычажный механизм 4, пружина которого при выключении сцепления поворачивает равноплечий рычаг 13. При этом рычаг, упираясь своими концами в нажимной диск 11 и маховик 1, устанавливает средний ведущий диск 12 на одинаковом расстоянии от маховика и нажимного диска.

Рычаги 5 выключения сцепления соединены с упорным кольцом 8, в которое при выключении сцепления упирается выжимной подшипник 6 муфты выключения, перемещающейся по направляющей втулке.

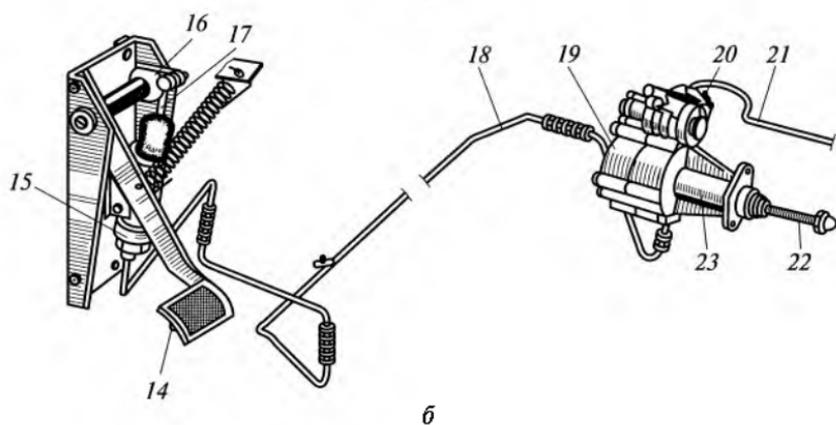
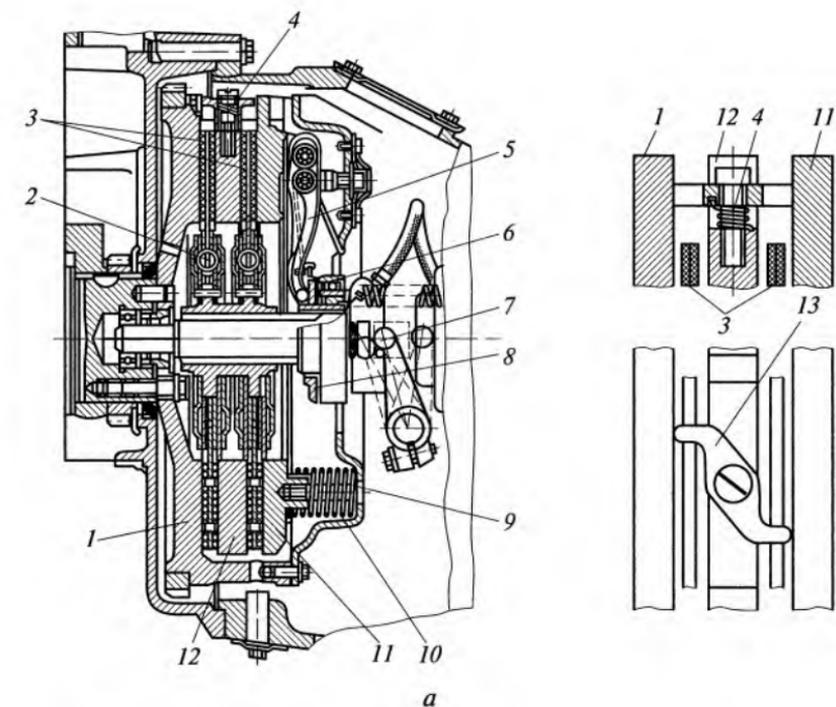


Рис. 2.13. Сцепление (а) и привод сцепления (б) грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — маховик; 2 — гаситель; 3 — ведомые диски; 4 — рычажный механизм; 5 — рычаг; 6 — муфта выключения с подшипником; 7 — вилка; 8 — кольцо; 9 — пружина; 10 — кожух; 11 — нажимной диск; 12 — ведущий диск; 13, 16 — рычаги; 14 — педаль; 15, 23 — цилиндры; 17, 22 — штоки; 18 — трубопровод; 19 — пневматический усилитель; 20 — следящее устройство; 21 — воздухопровод

Привод сцепления — гидравлический с пневматическим усилителем. Привод включает в себя (рис. 2.13, б) педаль 14, главный цилиндр 15, рабочий цилиндр 23, пневматический усилитель 19, следящее устройство 20, вилку 7 и муфту выключения с подшипником 6, трубопроводы 18 и шланги для подачи рабочей жидкости от главного цилиндра к рабочему, воздухопровод 21 для подачи воздуха в пневмоусилитель.

При выключении сцепления усилие от педали 14 через рычаг 16 и шток 17 передается поршню главного цилиндра 15, из которого рабочая жидкость под давлением по трубопроводам 18 одновременно поступает в рабочий цилиндр 23 и в корпус следящего устройства 20. Следящее устройство обеспечивает при этом поступление сжатого воздуха в пневматический усилитель 19 из воздухопровода 21. Оно автоматически изменяет давление воздуха в пневматическом усилителе пропорционально усилию на педали сцепления. Суммарное усилие, создаваемое давлением воздуха в пневматическом усилителе 19 и давлением жидкости в рабочем цилиндре 23, передается через шток 22 на вилку выключения сцепления и от нее на муфту выключения с выжимным подшипником.

Установка пневматического усилителя в гидравлическом приводе позволяет значительно облегчить управление сцеплением — его выключение и удержание в выключенном состоянии. В случае выхода из строя пневматического усилителя выключение сцепления осуществляется только давлением жидкости. При этом усилие нажатия на педаль сцепления увеличивается до 600 Н.

Главный цилиндр привода сцепления (рис. 2.14) включает в себя корпус 3, поршень 5 со штоком 6, уплотнительную манжету 4 и возвратную пружину 2. Внутри корпуса находятся полости А и Б, которые заполнены рабочей жидкостью. Корпус цилиндра закрыт защитным чехлом 7 и пробкой 1 с резьбовым отверстием для подсоединения трубопровода.

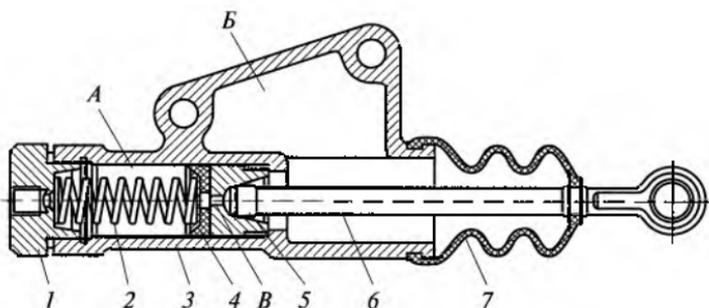


Рис. 2.14. Главный цилиндр привода сцепления грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — пробка; 2 — пружина; 3 — корпус; 4 — манжета; 5 — поршень; 6 — шток; 7 — чехол; А, Б — полости; В — отверстие

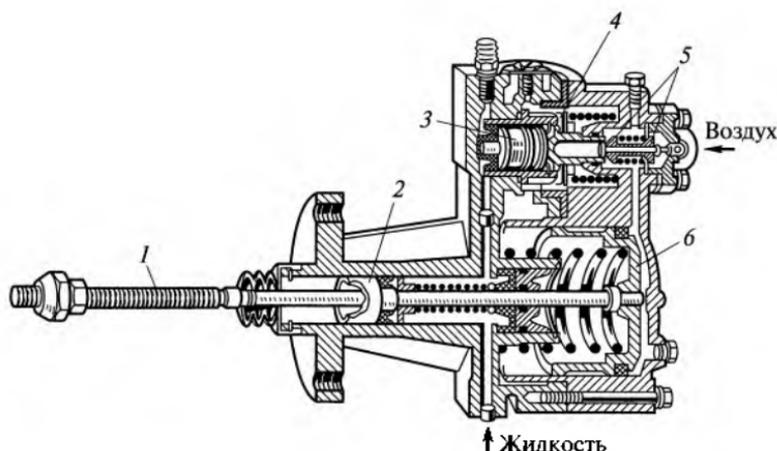


Рис. 2.15. Пневматический усилитель привода сцепления грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — шток; 2, 3, 6 — поршни; 4 — диафрагма; 5 — клапаны

При включенном сцеплении (педаль сцепления отпущена) поршень находится в исходном положении под действием пружины 2. При этом полости А и Б в корпусе сообщаются между собой через открытое отверстие В, выполненное в поршне.

При выключении сцепления при нажатии на педаль сцепления шток 6 перемещается внутрь цилиндра в сторону поршня 5, перекрывает отверстие В и разъединяет полости А и Б. Под давлением поршня жидкость из главного цилиндра через трубопровод поступает к пневматическому усилителю. При этом давление жидкости пропорционально усилию нажатия на педаль сцепления.

Пневматический усилитель (рис. 2.15) гидропривода сцепления объединяет в себе рабочий цилиндр выключения сцепления с поршнем 2 и следящее устройство с поршнем 3, диафрагмой 4 и клапанами 5 управления (впускным и выпускным). Работает пневматический усилитель следующим образом. При нажатии на педаль сцепления рабочая жидкость воздействует на поршни 2 и 3, которые перемещаются. Поршень 3 прогибает диафрагму с седлом клапанов 5 управления. При этом выпускной клапан закрывается и открывается впускной клапан. Сжатый воздух через впускной клапан поступает в пневматический цилиндр усилителя и действует на поршень 6, который перемещается, оказывая дополнительное воздействие на шток 1 выключения сцепления. При отпуске педали сцепления давление жидкости на поршни 2 и 3 прекращается, они возвращаются в исходное положение под действием пружин. При этом закрывается впускной клапан и открывается выпускной клапан, через который сжатый воздух из пневматического усилителя выходит в окружающую среду, а поршень 6 перемещается в исходное положение.

В двухдисковом фрикционном сцеплении грузовых автомобилей МАЗ (рис. 2.16) сжатие маховика 1, нажимного 18, среднего ведущего 3 и двух ведомых 2 дисков осуществляется периферийными цилиндрическими пружинами 16, равномерно расположенными в два ряда по окружности. В каждом ряду находится по 14 пружин.

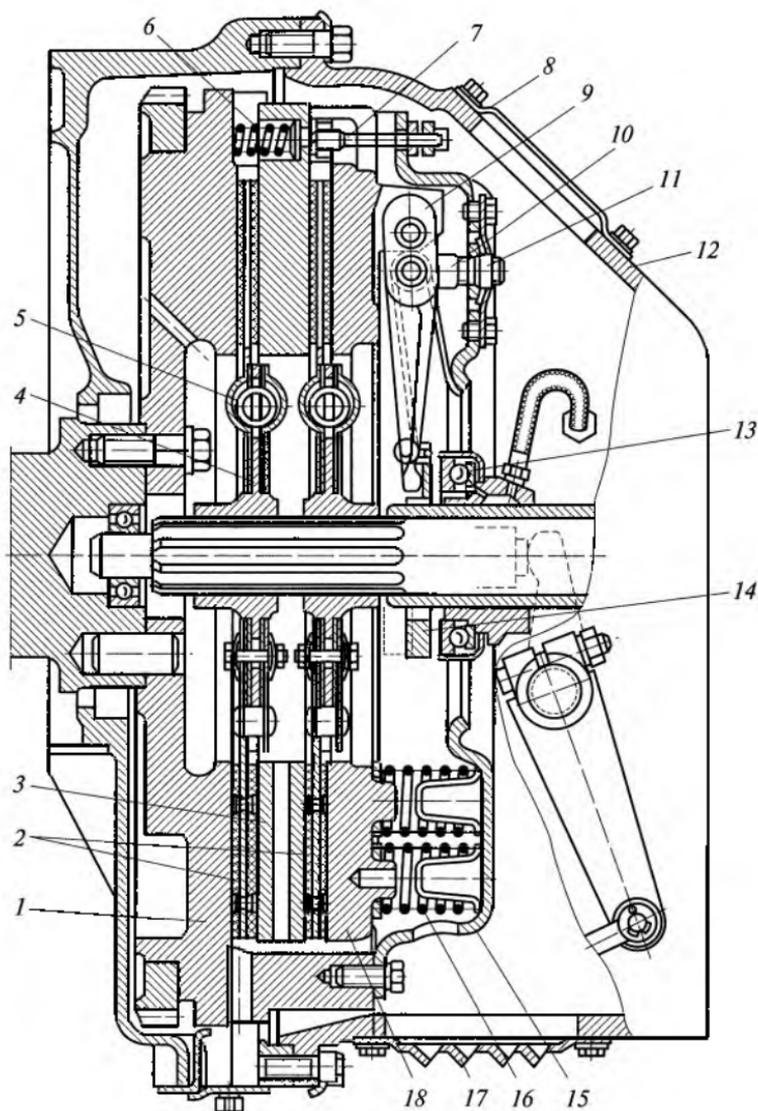


Рис. 2.16. Сцепление грузовых автомобилей МАЗ:

1 — маховик; 2 — ведомые диски; 3 — ведущий диск; 4, 14 — кольца; 5, 6, 16 — пружины; 7 — шток; 8, 17 — крышки; 9 — рычаг; 10 — вилка; 11 — гайка; 12 — картер; 13 — подшипник; 15 — кожух; 18 — нажимной диск

Ведомые диски включают в себя гасители крутильных колебаний, каждый из которых имеет по шесть цилиндрических пружин 5 и по два стальных фрикционных кольца 4. Средний ведущий и нажимной диски направляющими выступами входят в пазы маховика. Отжимные пружины 6 расположены между маховиком и средним диском. При выключении сцепления они перемещают средний диск на необходимую величину, которая регулируется четырьмя штоками 7. Четыре рычага 9 выключения сцепления установлены в валках 10, закрепленных в кожухе 15 сферическими гайками 11. К внутренним концам рычагов присоединено кольцо 14, в которое при выключении сцепления упирается выжимной подшипник 13 муфты выключения. Смазывание муфты и подшипника производится через гибкий шланг из масленки, закрепленной на картере 12. В верхней и нижней частях картера сцепления находятся люки с крышками 8 и 17. Нижняя крышка 17 имеет вентиляционные отверстия.

Привод сцепления — механический с пневматическим усилителем. Пневмоусилитель состоит из клапана управления и силового цилиндра. Клапан управления включен в механический привод сцепления последовательно. Это обеспечивает действие усилителя пропорционально силе давления на педали сцепления и позволяет выключать сцепление одним механическим приводом при неработающем пневмоусилителе.

Двухдисковое сцепление с центральной конической пружиной. Двухдисковое сцепление с центральной конической пружиной по конструкции проще, чем двухдисковое сцепление с периферийными пружинами, и имеет меньший осевой размер.

В таком сцеплении (рис. 2.17) равномерность нажимного усилия конической пружины 7, сжимающей ведущие и ведомые детали, обеспечивается веерообразными упругими нажимными рычагами 5. Эти рычаги выполнены в форме лопастей вентилятора, что улучшает охлаждение и вентиляцию дисков сцепления. Кроме того, они обеспечивают плавное включение и выключение сцепления. Нижние концы рычагов с шаровыми опорами размещены в обойме 8, закрепленной на подвижной втулке 9, а наружные концы зажаты между кольцевыми выступами опорного фланца 6 и нажимного диска 4. Такое крепление нажимных рычагов обеспечивает перемещение нажимного 4, среднего ведущего 2 и ведомых 1 дисков при включении и выключении сцепления. Кроме того, подобная конструкция рычагов увеличивает давление центральной конусной пружины, сжимающей ведущие и ведомые детали сцепления.

Нажимной диск 4 своими прямоугольными выступами соединяется с кожухом 10 сцепления, а средний ведущий диск 2 связан с маховиком 13 двигателя пальцем 3. Такие соединения обеспечивают передачу крутящего момента от маховика на диски и пере-

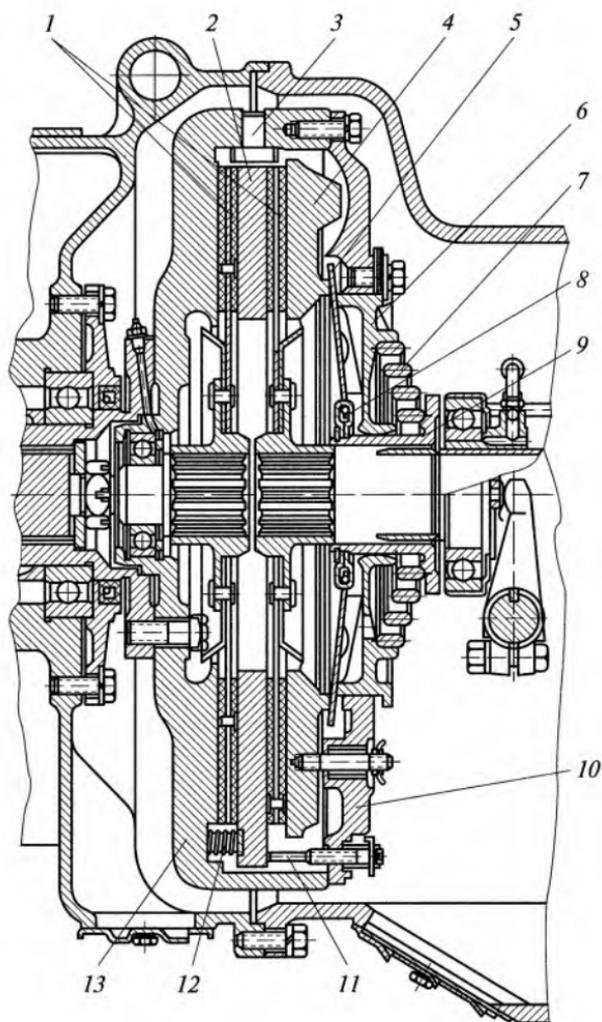


Рис. 2.17. Двухдисковое сцепление с центральной конической пружиной:
 1 — ведомые диски; 2 — ведущий диск; 3 — палец; 4 — нажимной диск; 5 — рычаг; 6 — фланец; 7 — коническая пружина; 8 — обойма; 9 — втулка; 10 — кожух; 11 — упор; 12 — пружина; 13 — маховик

мещение дисков в осевом направлении. При выключении сцепления средний ведущий диск отжимается от маховика пружинами 12 до упора 11, установленного в кожухе 10 сцепления.

Привод сцепления — механический с пневматическим усилителем, который создает при выключении сцепления усилие, пропорциональное приложенной к педали сцепления силе давления.

Многодисковое сцепление. В многодисковом фрикционном сцеплении (рис. 2.18) тяжелого грузового автомобиля к ведущим дета-

лям относятся маховик *1* двигателя и ведущий барабан *2* с ведущими дисками *3*, к ведомым деталям — ведомый барабан *5* с ведомыми дисками *4*, к деталям включения — две центральные цилиндрические пружины *12*, а к деталям выключения — муфта выключения с выжимным подшипником *6*. Крышка *9*, опорная тарелка *11* и соединительные болты *8* являются деталями включения и выключения сцепления и выполняют их функции.

Ведущий барабан *2* прикреплен болтами к маховику *1* двигателя, а ведомый барабан *5* закреплен на конце первичного вала *7* коробки передач. Между ведущим и ведомым барабанами размещены поочередно ведущие *3* и ведомые *4* диски сцепления. Диски прижимаются один к другому и к фланцу *10* ведомого барабана при помощи крышки *9* двумя пружинами *12*. Пружины находятся внутри ведомого барабана между его днищем и опорной тарелкой *11*, в которую ввернуты болты *8*, соединяющие тарелку с крышкой *9*. Болты свободно проходят через отверстия, выполненные для них в днище барабана *5* и в крышке *9*. Благодаря такому соединению опорной тарелки с крышкой обеспечивается воздей-

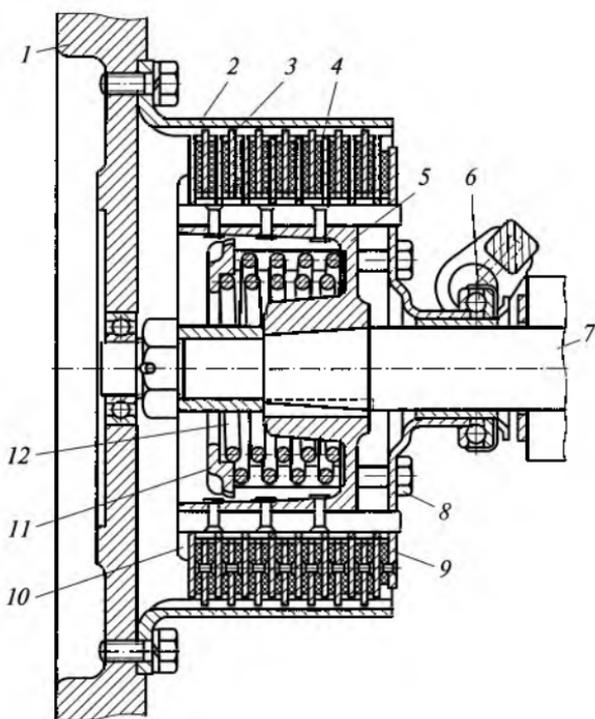


Рис. 2.18. Многодисковое сцепление грузового автомобиля:

1 — маховик; *2*, *5* — ведущий и ведомый барабаны; *3*, *4* — ведущие и ведомые диски; *6* — подшипник; *7* — вал; *8* — болт; *9* — крышка; *10* — фланец; *11* — тарелка; *12* — пружина

ствии пружин 12 на крышку 9 и сжатие ведущих и ведомых дисков сцепления.

Соединения ведущих дисков 3 с ведущим барабаном 2 и ведомых дисков 4 с ведомым барабаном 5 выполнены таким образом, что диски могут перемещаться в осевом направлении, но вращаться со своим барабаном только как одно целое.

При включенном сцеплении крутящий момент двигателя передается к первичному валу 7 коробки передач последовательно переходя через маховик 1, ведущий барабан 2, ведущие диски 3, ведомые диски 4 и ведомый барабан 5.

При выключении сцепления муфта выключения с выжимным подшипником 6 перемещается вправо от маховика, подшипник воздействует на втулку, связанную с крышкой 9 и перемещает ее в ту же сторону. При этом усилие от крышки 9 через соединительные болты 8 передается на опорную тарелку 11, нажимные пружины 12 сжимаются, а сжатие ведущих и ведомых дисков сцепления прекращается. Сцепление выключается, и крутящий момент через него не передается.

Для включения сцепления отпускается его педаль управления и пружины 12, воздействуя на крышку 9, сжимают ведущие и ведомые диски сцепления. Сцепление включается, и через него передается крутящий момент от двигателя на трансмиссию.

Полуцентробежное и центробежное сцепления. Во всех рассмотренных ранее сцеплениях сила сжатия ведущих и ведомых деталей постоянна, так как создается усилием пружин. Она не зависит от передаваемого через сцепление крутящего момента. Поэтому при выключении сцепления всегда приходится преодолевать одно и то же усилие пружин, независимо от значения крутящего момента, которое обусловлено условиями движения автомобиля. Это значительно усложняет работу водителя.

Снижение затрат физических усилий при выключении сцепления достигается применением полуцентробежных и центробежных сцеплений.

Полуцентробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется совместно пружинами и центробежными грузиками. В полуцентробежном сцеплении (рис. 2.19) применяются более слабые (по сравнению с обычным сцеплением) нажимные периферийные пружины 2 и центробежные грузики 1, выполненные как единое целое с рычагами выключения сцепления. Усилие сжатия от центробежных грузиков зависит от скорости их вращения, т. е. от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем больше частота вращения коленчатого вала, тем больше центробежные силы, действующие на грузики, и тем больше усилие, создаваемое грузиками, и наоборот. Поэтому при трогании автомобиля с места для удержания педали сцепления в выключенном состоянии, когда частота вра-

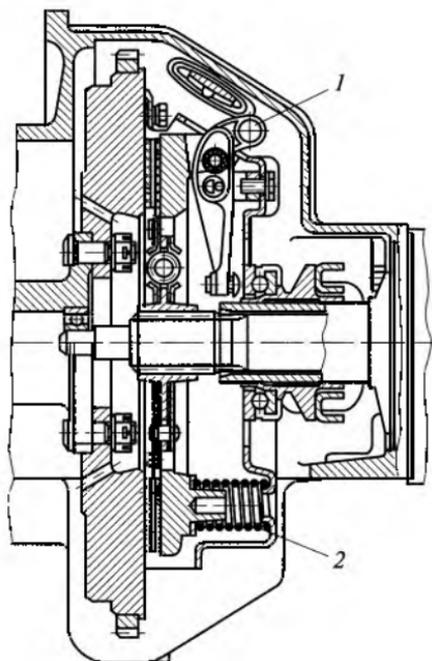


Рис. 2.19. Полуцентробежное сцепление легкового автомобиля:
1 — грузик; 2 — пружина

щения коленчатого вала низкая, требуется небольшое усилие. Но при переключении передач, особенно при высоких скоростях движения автомобиля, к педали сцепления необходимо прикладывать значительное усилие для преодоления суммарной силы сжатия пружин и центробежных грузиков. Кроме того, при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях с небольшой скоростью сцепление может пробуксовывать, что приводит к снижению его долговечности. В связи с этим полуцентробежные сцепления на современных автомобилях применяются очень редко.

Центробежным называется фрикционное сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется центробежными грузиками.

Центробежное сцепление является разомкнутым. Оно выключено при неработающем двигателе и выключается автоматически при малой частоте вращения коленчатого вала. При выключенном сцеплении реактивный диск 2 (рис. 2.20) находится на некотором расстоянии от нажимного диска 1. Положение реактивного диска обусловлено рычагами 5, концы которых упираются в выжимной подшипник муфты 6 выключения, а муфта фиксируется упором 7. Нажимной диск подтягивается к реактивному диску отжимными пружинами 8. Это обеспечивает необходимый зазор между нажимным диском 1, ведомым диском 10 и маховиком 11 двигателя.

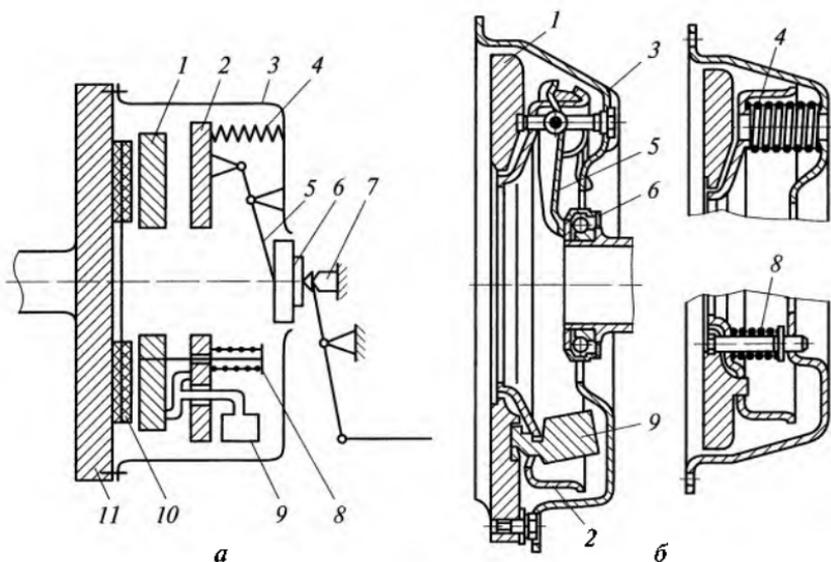


Рис. 2.20. Центробежное сцепление легкового автомобиля:

а — схема; *б* — конструкция; 1 — нажимной диск; 2 — реактивный диск; 3 — кожух; 4, 8 — пружины; 5 — рычаг; 6 — муфта; 7 — упор; 9 — грузики; 10 — ведомый диск; 11 — маховик

При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя центробежные грузики 9 под действием центробежных сил расходятся. Грузики упираются хвостовиками в нажимной 1 и реактивный 2 диски, перемещают нажимной диск к маховику, создавая при этом давление на ведомый диск 10. При небольшой деформации пружин 4, что происходит даже при незначительном увеличении частоты вращения коленчатого вала, рычаги 5 выключения поворачиваются на своих опорах и между концами рычагов 5 и выжимным подшипником муфты 6 выключения образуется необходимый зазор.

При торможении автомобиля до полной остановки сцепление автоматически выключается и исключает остановку двигателя. При переключении передач сцепление выключается с помощью педали. Торможение автомобиля двигателем при малых скоростях движения (на спуске, при движении накатом) возможно только при перемещении упора 7, для чего имеется специальный привод с места водителя. В этом случае сцепление включается нажимными пружинами 4, установленными между реактивным диском 2 и кожухом 3, и сцепление становится постоянно замкнутым.

Центробежное сцепление обеспечивает плавность включения при трогании автомобиля с места и автоматическое выключение при снижении частоты вращения коленчатого вала до минимального значения, препятствуя остановке двигателя. Однако сцепле-

ние может пробуксовывать при малых скоростях движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях.

Гидравлическое сцепление. Гидравлическим сцеплением называется гидромуфта, в которой крутящий момент передается гидродинамическим (скоростным) напором жидкости, циркулирующей между ведущими и ведомыми ее частями.

Гидромуфта на автомобилях в качестве самостоятельного сцепления не применяется, так как не обеспечивает полного выключения (ее «ведет»), что затрудняет переключение передач. В связи с этим при использовании гидромуфты последовательно с ней устанавливается фрикционное сцепление, которое предназначено только для переключения передач. При этом в фрикционном сцеплении используются более слабые нажимные пружины, что облегчает выключение сцепления.

На рис. 2.21, *а* показана гидромуфта, с которой последовательно включено однодисковое фрикционное сухое сцепление. Ведущее лопастное насосное колесо 1 вместе с корпусом гидромуфты закреплено на коленчатом валу двигателя, а ведомое лопастное турбинное колесо 2 соединено с ведущим диском 3 фрикционного сцепления. Оба колеса находятся в корпусе гидромуфты, объем

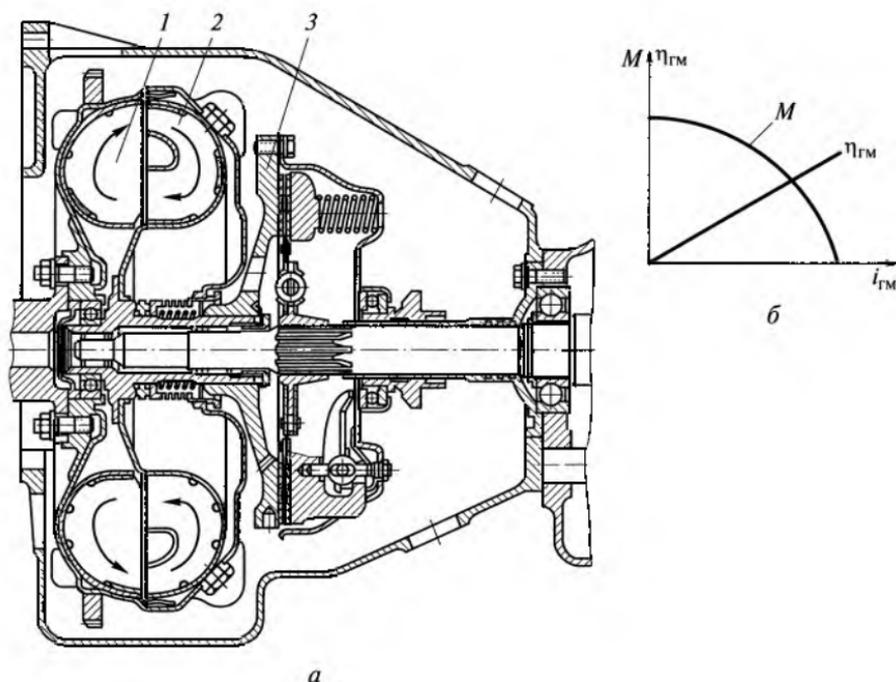


Рис. 2.21. Гидромуфта (*а*) и ее характеристика (*б*):

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — ведущий диск

которого на 80...85 % заполнен рабочей жидкостью — турбинным маслом малой вязкости. Лопасти колес гидромукты имеют радиальное расположение.

При вращении коленчатого вала двигателя вращается насосное колесо 1. Масло с его лопастей под действием центробежной силы переносится на лопасти турбинного колеса (на рисунке показано стрелками) и приводит его и ведущий диск 3 сцепления во вращение. От турбинного колеса масло снова поступает к насосному колесу, создавая при этом круг циркуляции, чем и обеспечивается передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии. Следовательно, передача крутящего момента в гидромукте происходит посредством жидкости и длительное буксование не вызывает усиленного нагрева и изнашивания деталей гидромукты.

Режим работы гидромукты определяется ее передаточным отношением:

$$i_{гм} = \frac{\omega_T}{\omega_H},$$

где ω_T — угловая скорость турбинного колеса; ω_H — угловая скорость насосного колеса.

Характерным для гидромукты является то, что она не изменяет величину крутящего момента при его передаче от двигателя к трансмиссии:

$$M_H = M_T,$$

где M_H и M_T — крутящие моменты на насосном и турбинном колесах соответственно.

Однако мощности на насосном N_H и турбинном N_T колесах не равны, что связано с неравенством угловых скоростей этих колес ($\omega_H \neq \omega_T$):

$$N_H = M_H \omega_H; N_T = M_T \omega_T.$$

Таким образом, КПД гидромукты

$$\eta_{гм} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{\omega_T}{\omega_H}.$$

На рис. 2.21, б представлена характеристика гидромукты, которая представляет собой зависимость коэффициента полезного действия $\eta_{гм}$ и крутящего момента M гидромукты от ее передаточного отношения. Из рисунка видно, что при передаче максимального момента через гидромукту ее КПД равен нулю, так как турбинное колесо не вращается. Однако КПД гидромукты равен 100 %, когда передаваемый момент через гидромукту равен нулю, что возможно только при равенстве угловых скоростей насосного и турбинного колес ($\omega_H = \omega_T$), т. е. при отсутствии скольжения.

Таким образом, обязательным условием работы гидромуфты является наличие скольжения, без которого невозможна передача крутящего момента от насосного колеса к турбинному:

$$S_{\text{гм}} = \frac{\omega_{\text{н}} - \omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{н}}} 100 \% = (1 - i_{\text{гм}}) 100 \%$$

При неподвижном турбинном колесе скольжение $S_{\text{гм}} = 100 \%$, т. е. происходит полное скольжение. При возрастании угловой скорости турбинного колеса скольжение уменьшается и минимальное его значение составляет 3%. Вследствие наличия скольжения кривая крутящего момента скоростной характеристики двигателя смещается в сторону меньших угловых скоростей коленчатого вала.

Размеры гидромуфты зависят от ее активного диаметра (наибольшего по рабочей полости), который выбирается, исходя из условия, чтобы скольжение не превышало 2...3% при передаче максимальной мощности.

Активный диаметр гидромуфты для минимального скольжения можно подсчитать по следующему выражению:

$$D = \sqrt{\frac{M_{\text{н}}}{\gamma \lambda \omega_{\text{н}}^2}},$$

где γ — удельный вес рабочей жидкости; λ — опытный коэффициент.

Для определения $\gamma \lambda$ необходимо подобрать гидромуфту, аналогичную проектируемой, с известной зависимостью $\gamma \lambda$ от скольжения.

Гидромуфта обеспечивает плавную передачу крутящего момента, снижает динамические нагрузки в трансмиссии и поглощает крутильные колебания, повышает устойчивость работы двигателя при малой скорости движения, облегчает управление автомобилем и повышает проходимость автомобиля. Однако она имеет низкий КПД и ухудшает топливную экономичность автомобиля. При применении гидромуфты в трансмиссии потери максимальной мощности двигателя составляют до 3% вследствие нагрева рабочей жидкости. Кроме того, применение гидромуфты приводит к увеличению сложности, металлоемкости и стоимости трансмиссии автомобиля.

Электромагнитные сцепления. Электромагнитным называется сцепление, в котором сжатие ведущих и ведомых деталей осуществляется электромагнитными силами. Электромагнитные сцепления являются постоянно разомкнутыми.

Схема электромагнитного фрикционного сцепления представлена на рис. 2.22. Нажимной диск 2 соединен пальцами с диском 4,

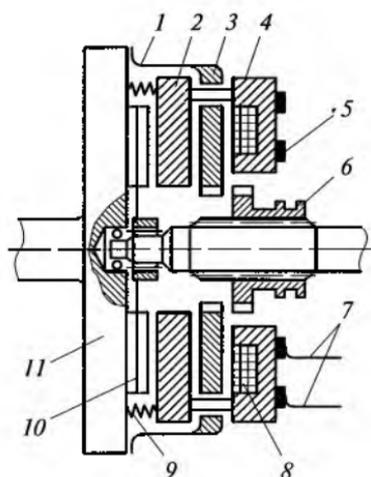


Рис. 2.22. Схема электромагнитного фрикционного сцепления:

1 — кожух; 2 — нажимной диск; 3 — якорь; 4 — диск; 5 — кольцо; 6 — муфта; 7 — щетки; 8 — электромагнит; 9 — пружина; 10 — ведомый диск; 11 — маховик

в котором находится электромагнит 8. К электромагниту подводится ток от генератора через щетки 7 и контактные кольца 5. Якорь 3 электромагнита закреплен на кожухе 1 сцепления, который связан с маховиком 11 двигателя.

При малой частоте вращения коленчатого вала двигателя сцепление выключено пружинами 9. При увеличении частоты вращения коленчатого вала ток, подводимый к электромагниту, создает магнитное поле, и электромагнит притягивается к якорю. Вместе с электромагнитом перемещается нажимной диск 2, который прижимает ведомый диск 10 к маховику 11 двигателя, и сцепление включается.

При переключении передач сцепление выключается контактным устройством, которое находится в рычаге переключения передач и прерывает поступление тока в электромагнит.

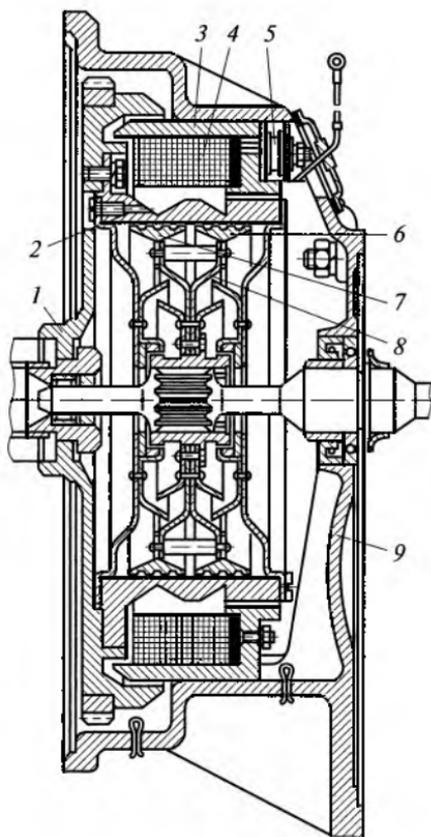
Муфта 6 предназначена для блокировки сцепления при пуске двигателя буксированием автомобиля.

Электромагнитное порошковое сцепление представлено на рис. 2.23. Ведущими деталями сцепления являются маховик 1 двигателя и магнитопроводы 2, прикрепленные к маховику болтами. Ведомыми частями — диски 8 из немагнитного материала, приклепанные к ступице, установленной на шлицах первичного вала коробки передач. К дискам прикреплены два магнитопровода 6 и 7. В картер 9 сцепления запрессован магнитопровод 3 с обмоткой возбуждения 4, один конец которой соединен с массой автомобиля, а другой — с выводом 5. Магнитопроводы 2, 6 и 7 разделены зазорами, которые заполнены ферромагнитным порошком (жидким или из коррозионно-стойкой стали), обладающим высокими магнитными свойствами.

При отсутствии тока в обмотке возбуждения сцепление выключено, так как между его ведущими и ведомыми деталями от-

Рис. 2.23. Электромагнитное порошковое сцепление:

1 — маховик; 2, 3, 6, 7 — магнитопроводы; 4 — обмотка; 5 — вывод; 8 — диск; 9 — картер



существует силовая связь. При подведении тока к обмотке возбуждения создается магнитное поле. Под его воздействием частицы ферромагнитного порошка притягиваются друг к другу и одновременно к магнитопроводам 2, 6 и 7. В результате между ведущими и ведомыми деталями сцепления создается силовая связь, которая зависит от силы тока, поступающего в обмотку возбуждения. При малой силе тока в обмотке возбуждения сцепление пробуксовывает, что необходимо при трогании автомобиля с места. При увеличении силы тока в обмотке возбуждения буксование сцепления уменьшается до полной блокировки ведущих и ведомых деталей, и сцепление включается.

Электромагнитные сцепления относятся к сцеплениям с автоматическим управлением, у которых педаль сцепления на автомобиле обычно отсутствует. Автоматическое управление сцеплением может быть обеспечено применением вакуумного, пневматического, гидравлического, электрического или комбинированного приводов.

2.6. Расчет сцепления

При расчете сцепления выполняется следующее:

- определение момента сцепления M_c , т.е. необходимого момента трения между ведущими и ведомыми частями сцепления;

- определение работы L_6 буксования сцепления, удельной работы $L_{уд}$ буксования и температуры t° деталей сцепления в процессе буксования;

- расчет деталей сцепления на прочность;
- определение работы L_8 по управлению сцеплением.

Рассмотрим расчет фрикционного сцепления.

Момент сцепления. Работа сцепления должна проходить без пробуксовывания. Для этого необходимо, как указывалось ранее, чтобы момент M_c , передаваемый сцеплением, был больше максимального момента двигателя M_{max} :

$$M_c = M_{max} \beta_c = P_{пр} R_{ср} \mu i,$$

где β_c — коэффициент запаса сцепления; $P_{пр}$ — усилие нажимных пружин сцепления; $R_{ср} = (D + d)/4$ — средний радиус трения; D — наружный диаметр ведомого диска; d — внутренний диаметр ведомого диска; $\mu = 0,4$ — коэффициент трения фрикционных накладок; i — число поверхностей трения; $i = 2$ для однодискового сцепления; $i = 4$ для двухдискового сцепления; $i = 2n$ (n — число ведомых дисков) для многодискового сцепления.

Работа буксования сцепления. Включение сцепления сопровождается его буксованием. Буксование происходит с момента начала включения и до момента полного включения сцепления.

Автомобиль трогается с места только тогда, когда крутящий момент двигателя M_e становится равным моменту сопротивления движению M_ψ , приведенному к первичному (ведущему) валу коробки передач:

$$M_e = M_\psi.$$

Работа буксования представляет собой часть работы двигателя, которая расходуется на буксование сцепления, т.е. работа, превращаемая в теплоту. Наибольшая работа буксования сцепления происходит при трогании автомобиля с места:

$$L_6 = \frac{M_e J_a \omega_c^2 b_d}{\frac{2}{3} M_e - M_\psi},$$

где $J_a = \frac{G_a}{g} \frac{r_k^2}{u_k^2 u_r^2}$ — момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления; $M_\psi = \frac{G_a \psi r_k \eta_{гд}}{u_r}$.

В приведенных выражениях G_a — полный вес автомобиля; r_k — радиус колеса; g — ускорение силы тяжести; u_k — передаточное число коробки передач; u_r — передаточное число главной передачи; u_r — передаточное число трансмиссии; ψ — коэффициент сопротивления дороги ($\psi = 0,02$ для горизонтальной асфальтовой

дороги); $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии; b_d — коэффициент, характеризующий тип двигателя, $b_d = 1,23$, $\omega_e = 0,5\omega_N$ — для бензиновых двигателей; $b_d = 0,72$, $\omega_e = 0,75\omega_N$ для дизелей; ω_N — угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности.

Работа буксования определяется для легковых автомобилей и автобусов при трогании с места на I передаче, а для грузовых автомобилей — при трогании на II передаче.

Удельная работа буксования сцепления. Износостойкость сцепления можно оценивать по удельной работе буксования, т.е. по работе буксования, отнесенной к площади трения ведомых дисков сцепления.

Обычно удельная работа буксования сцепления вычисляется для условий трогания автомобиля с места:

$$L_{\text{уд}} = \frac{L_6}{F_{\text{нак}}},$$

где $F_{\text{нак}}$ — суммарная площадь фрикционных накладок сцепления.

При указанных выше условиях трогания автомобиля с места удельная работа буксования $L_{\text{уд}}$ должна быть в пределах 50...70 Дж/см² для легковых автомобилей, 15...120 Дж/см² для грузовых автомобилей и 10...40 Дж/см² для автопоездов.

Нагрев деталей сцепления. Сцепление представляет собой теплообъемный механизм, преобразующий часть мощности двигателя в теплоту при включении. Теплота вызывает нагрев деталей сцепления и сильный нагрев деталей при буксовании, что может привести к выходу сцепления из строя.

В связи с тем, что работа буксования сцепления достигает наибольшего значения при трогании автомобиля с места, расчет деталей сцепления на нагрев производится по значению работы буксования при трогании.

Температура нагрева деталей определяется за одно включение сцепления

$$t^{\circ} = \frac{\gamma L_6}{427cm},$$

где γ — коэффициент, учитывающий какая часть теплоты идет на нагрев деталей сцепления ($\gamma = 0,5$ для нажимного диска однодискового сцепления и ведущего диска двухдискового сцепления; $\gamma = 0,25$ для нажимного диска двухдискового сцепления); c — теплоемкость детали; m — масса детали.

Нагрев деталей сцепления зависит от их массы, поэтому определяют температуру нагрева только ведущих дисков. Так как масса маховика двигателя значительно больше, чем масса ведущих дисков сцепления, его нагрев не рассчитывается, он сравнительно невелик. При расчете на нагрев необходимо учитывать тип авто-

мобиля. Так, нагрев деталей сцепления за одно включение не должен превышать 10°C для одиночного автомобиля и 20°C для автопоезда. Следует учитывать, что полученная температура нагрева используется для сравнения конструкций различных типов сцеплений, так как она соответствует одному включению сцепления.

В процессе работы автомобиля температура нагрева деталей сцепления значительно повышается и зависит от числа включений. Необходимо учитывать, что, например, в условиях городского движения число включений сцепления составляет 300... 600 для одиночных грузовых автомобилей и 400... 700 для автопоездов на 100 км пройденного пути.

Расчет деталей сцепления на прочность. Цилиндрическая нажимная пружина (рис. 2.24). Число цилиндрических пружин с периферийным расположением в сцеплении должно быть кратным числу рычагов выключения сцепления.

Усилие нажимной пружины

$$P_{\text{np}} = \frac{fGd^4}{8n_p D_{\text{cp}}^3},$$

где f — деформация пружины; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа — модуль упругости; d — диаметр проволоки пружины; n_p — число рабочих витков; D_{cp} — средний диаметр витка пружины.

Полное число витков $n_n = n_p + (1, 2 \dots 2)$.

Усилие пружины не должно превышать 800 Н.

Жесткость пружины

$$c = \frac{P_{\text{np}}}{f} = \frac{Gd^4}{8n_p D_{\text{cp}}^3}.$$

Напряжение

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{8P_{\text{np}} D_{\text{cp}}}{\pi d^3}.$$

Допустимое напряжение в пружине 700... 900 МПа.

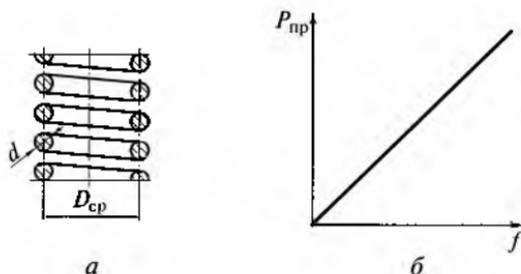


Рис. 2.24. Цилиндрическая пружина (а) и ее упругая характеристика (б)

Цилиндрическая пружина имеет линейную характеристику (рис. 2.24, б).

Двойные цилиндрические нажимные пружины. При расчете двойных цилиндрических пружин исходят из следующих условий:

общее усилие всех пружин должно быть равно сумме усилий пружин наружного P_1 и внутреннего P_2 рядов:

$$P = P_1 + P_2;$$

при одинаковой деформации пружин наружного и внутреннего рядов напряжения в них должны быть одинаковыми, т.е.

$$f_1 = f_2; \tau_1 = \tau_2.$$

Вследствие указанных условий соотношения между параметрами пружин наружного и внутреннего рядов должны быть равны:

$$\frac{D_{cp1}^2 n_{p1}}{d_1} = \frac{D_{cp2}^2 n_{p2}}{d_2}.$$

С учетом этого равенства, задавшись конструктивно значениями D_{cp1} и D_{cp2} и выбирая значения n_{p1} , n_{p2} , d_1 , d_2 , определяют необходимые параметры двойных цилиндрических пружин.

Двойные цилиндрические пружины имеют малую жесткость и могут располагаться парами (одна внутри другой, см. рис. 2.10) или по двум концентрическим окружностям (см. рис. 2.16). Двойные пружины позволяют в эксплуатации поддерживать нажимное усилие в заданных пределах.

На рис. 2.25 приведены упругие характеристики двух цилиндрических пружин разной жесткости, которые создают одинаковое нажимное усилие P . Из рисунка видно, что при уменьшении деформации пружин на одну и ту же величину Δf , соответствующую одинаковому изнашиванию фрикционных накладок ведомого диска, пружина 1 малой жесткости имеет большее нажимное усилие, чем пружина 2 большой жесткости ($P_1 > P_2$).

Коническая нажимная пружина. Для сцепления с центральной конической пружиной важное значение имеет длина пружины, от которой зависит осевой размер сцепления. Минимальная длина конической пружины может быть обеспечена только тогда, когда навивка пружины позволяет при полном ее сжатии совместить

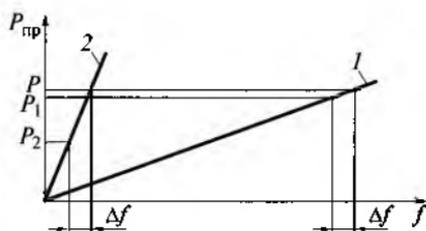


Рис. 2.25. Упругие характеристики цилиндрических пружин:

1 — малой жесткости; 2 — большой жесткости

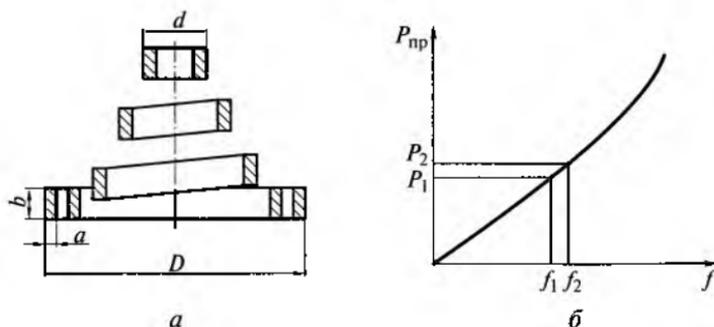


Рис. 2.26. Коническая пружина (а) и ее упругая характеристика (б)

все витки в одной плоскости. В этом случае витки будут иметь форму архимедовой спирали.

В фрикционных сцеплениях используют обычно конические пружины с прямоугольным сечением витков, наибольшая сторона которых располагается вдоль оси пружины (рис. 2.26).

Основные параметры центральной конической пружины определяются по следующим формулам:

нажимное усилие

$$P_{\text{пр}} = \frac{4Gb^4 f}{\delta n_p (D+d)(D^2 + d^2)};$$

жесткость пружины

$$c = \frac{P_{\text{пр}}}{f} = \frac{4Gb^4}{\delta n_p (D+d)(D^2 + d^2)};$$

напряжение в пружине

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{пр}} D}{2\gamma ab^2}.$$

В этих выражениях $G = 8 \cdot 10^4$ МПа — модуль упругости второго рода; D — диаметр наибольшего витка пружины; d — диаметр наименьшего витка пружины; b — высота сечения витка (вдоль оси пружины); f — деформация пружины; n_p — число рабочих витков; a — ширина сечения витка; δ и γ — коэффициенты, значения которых зависят от отношения ширины сечения витка к его высоте:

a/b	2	2,5	3
δ	1,713	1,256	0,995
γ	0,246	0,258	0,267

Допустимое напряжение в пружине 700...900 МПа.

Упругая характеристика конической пружины показана на рис. 2.26, б. Из рисунка видно, что при сжатии пружины силой P_1 (прогиб f_1), меньшей силы P_2 (прогиб f_2), где P_2 — сила, при которой начинается посадка витков, характеристика пружины линейная. После начала посадки витков (их выключения из работы) жесткость пружины увеличивается и ее характеристика становится нелинейной.

Диафрагменная нажимная пружина. Центральная диафрагменная пружина упрощает конструкцию сцепления (число деталей сокращается почти в два раза), уменьшает его габаритные размеры и массу, так как выполняет одновременно функции нажимной пружины и рычагов выключения сцепления. Пружина обеспечивает равномерное распределение усилия на нажимной диск, а упругость ее лепестков (рычагов выключения) — плавность включения сцепления. Кроме того, она обеспечивает регулируемое в эксплуатации нажимное усилие.

Диафрагменные пружины выполняют сплошными и с прорезями. Сплошные диафрагменные пружины имеют большую жесткость. Для уменьшения жесткости пружины делаются с радиальными прорезями (см. рис. 2.11). Образованные в результате прорезей лепестки и являются рычагами выключения сцепления, а окна у основания лепестков предназначены для прохода заклепок, которые удерживают опорные кольца пружины. Нажимное усилие пружины I создается ее частью между опорными кольцами 19 , установленными на заклепках на кожухе 16 сцепления, и наружным краем пружины, упирающимся в нажимной диск 7 сцепления.

Схема для расчета параметров диафрагменной пружины представлена на рис. 2.27.

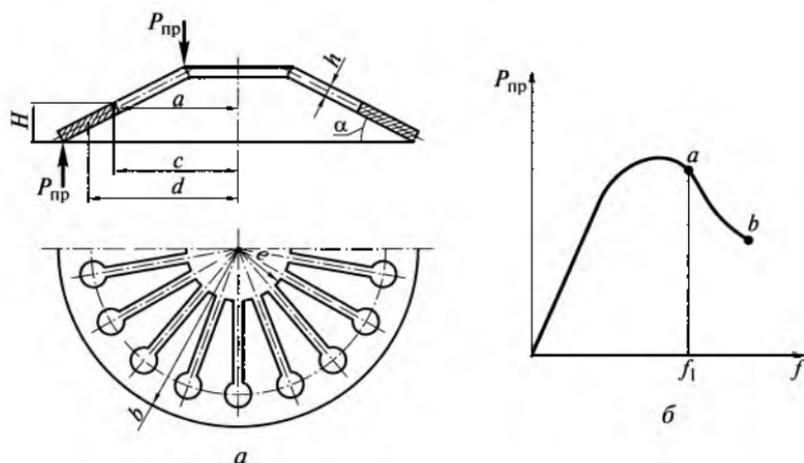


Рис. 2.27. Диафрагменная пружина (а) и ее упругая характеристика (б):

a, b, c, d, e, h — размеры для расчета пружины

Нажимное усилие пружины

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0,5f \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right],$$

где $E' = E/(1 - \mu_1^2)$; E — модуль упругости первого рода; $\mu_1 = 0,25$ — коэффициент Пуансона; h — толщина пружины; $h = 2 \dots 2,5$ мм для легковых автомобилей; $h = 3 \dots 3,5$ мм для грузовых автомобилей; a, b, c — размеры диафрагменной пружины; f — прогиб пружины; H — высота сплошной части пружины.

По указанному выражению может быть подсчитана и построена упругая характеристика диафрагменной пружины.

Усилие, необходимое для выключения сцепления:

$$P_{\text{вык}} = P_{\text{пр}} \frac{b-c}{c-e}.$$

Прогиб пружины

$$f = (c-e)\Delta\alpha + \frac{P_{\text{вык}}}{c_d},$$

где $\Delta\alpha$ — угловое перемещение; c_d — жесткость лепестков пружины.

Наибольшие напряжения возникают в пружине в момент выключения сцепления со стороны ее малого торца (в основании лепестков), когда пружина выпрямляется (становится плоской). Здесь действуют суммарные напряжения:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_{\text{изг}},$$

где $\sigma_p = \frac{E' (d-a)\alpha^2 - n_n \alpha}{1 - \mu^2} \frac{1}{2a}$ — напряжения растяжения; $\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_{\text{вык}} (a-l)}{n_d W_{\text{изг}}}$ — напряжения изгиба лепестков; $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ — угол

подъема пружины в свободном состоянии; n_n — число лепестков пружины; $W_{\text{изг}}$ — момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

Напряжения в диафрагменных пружинах составляют около 1 000 МПа.

Упругая характеристика диафрагменной пружины представлена на рис. 2.27, б. Точка a (прогиб f_1) соответствует включенному сцеплению, а точка b — выключенному. Как видно, при использовании диафрагменной пружины уменьшается усилие на педали

управления, необходимое для удержания сцепления в выключенном состоянии.

Фрикционные накладки ведомого диска. Эти накладки должны иметь высокий коэффициент трения ($\mu = 0,28 \dots 0,62$), изменяющийся незначительно в зависимости от температуры, давления и скорости буксования, а также обладать повышенной износостойкостью и прочностью. Так, фрикционные накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость вращения в два раза большую, чем угловая скорость коленчатого вала двигателя. Температура накладок не должна превышать 200°C при длительной работе и 350°C при кратковременной.

Материал фрикционных накладок содержит асбест, наполнители (медь, латунь, бронза, алюминий, цинк, свинец, графит) и связующие (смолы, синтетические каучуки и их комбинации). В настоящее время широкое распространение получают фрикционные накладки с минимальным содержанием асбеста или без него, как более экологичные при производстве.

Расчет фрикционных накладок выполняется по удельному давлению:

$$p_{\text{уд}} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Указанное давление составляет $0,15 \dots 0,25$ МПа. При этом меньшие значения удельных давлений соответствуют сцеплениям грузовых автомобилей и автобусов, а большие — сцеплениям легковых автомобилей.

Нажимной и ведущий диски. Размеры нажимного и ведущего дисков определяются размерами фрикционных накладок сцепления. Эти диски сильно нагреваются, поглощают и рассеивают большую часть теплоты при буксовании сцепления. Поэтому диски делают массивными и жесткими для предотвращения коробления. Нажимной и ведущий диски изготавливают литыми обычно из серого чугуна СЧ-21. Рабочие поверхности дисков шлифуются. Связь нажимного диска с ведущими деталями сцепления (кожухом, маховиком) может осуществляться при помощи упругих пластин (см. рис. 2.9), которые размещены по окружности с одинаковым шагом. Каждая из пластин одним концом прикреплена к кожуху сцепления, а другим — к нажимному диску. Связь также может быть посредством бобышек нажимного диска, входящих в окна кожуха сцепления (см. рис. 2.10), а также выступов нажимного диска, которые входят в пазы, выполненные в маховике (см. рис. 2.13).

При расчете ведущих дисков необходимо учитывать, что в однодисковом сцеплении нажимной диск передает половину крутящего момента двигателя, в двухдисковом сцеплении ведущий диск

(средний) также передает половину крутящего момента, а нажимной диск — четверть крутящего момента двигателя. В ведущих дисках рассчитываются на смятие только элементы, соединяющие диски с кожухом и маховиком.

Напряжения смятия определяются по следующему выражению:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma M_{\text{max}}}{RzF},$$

где γ — коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента двигателя на ведущих дисках; R — расстояние от оси сцепления до связующего элемента; z — число связующих элементов; F — площадь контакта связующего элемента.

Напряжения смятия должны быть в пределах 10...15 МПа.

Упругие пластины, которые соединяют нажимной диск с кожухом сцепления, рассчитываются на изгиб.

Ведомый диск. Диск делают из высокоуглеродистой стали марок 60Г и 65Г. Он выполняется упругим в однодисковых сцеплениях. В двухдисковых сцеплениях упругие ведомые диски обычно не применяются, так как это увеличивает ход нажимного и ведущего дисков и ход педали управления при выключении сцепления.

У ведомого диска рассчитываются шлицы его ступицы, которые обеспечивают свободное перемещение диска по первичному (ведущему) валу коробки передач.

Ступицу ведомого диска изготавливают из стали марок 35 и 40Х с последующей термообработкой. Длина ступицы обычно выбирается равной наружному диаметру шлицов первичного вала коробки передач. Шлицы ступицы рассчитываются на смятие и на срез.

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{max}}}{(d_n^2 - d_b^2)zl_{\text{ш}}}$$

Напряжения среза

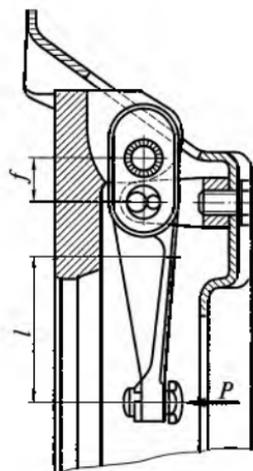
$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4M_{\text{max}}}{(d_n - d_b)zl_{\text{ш}}b_{\text{ш}}}$$

В указанных выражениях d_n и d_b — наружный и внутренний диаметры шлицов; z — число шлицов; $l_{\text{ш}}$ и $b_{\text{ш}}$ — длина и ширина шлицов.

Допускаемые напряжения смятия шлицов $[\sigma_{\text{см}}] = 15...30$ МПа и среза $\sigma_{\text{ср}} = 5...15$ МПа.

Рычаги выключения сцепления. Рычаги выключения соединяются с нажимным диском и кожухом сцепления шарнирно. Обычно

Рис. 2.28. Схема рычага выключения сцепления:
 f, l — размеры для расчета рычага выключения



они устанавливаются на игольчатых подшипниках с целью уменьшения трения и увеличения КПД привода сцепления.

Наибольшее изнашивание имеют внутренние концы рычагов, в которые упирается выжимной подшипник муфты выключения при управлении сцеплением. И это происходит несмотря на то, что рабочие поверхности рычагов подвергаются термической обработке (цементации, азотированию). Для предотвращения изнашивания концов рычагов выключения к ним прикрепляется упорное кольцо, в которое упирается выжимной подшипник муфты выключения (см. рис. 2.13).

При выключении сцепления на рычаги выключения действует изгибающий момент от силы P , которая приложена к внутренним концам рычагов (рис. 2.28). Этот момент вызывает напряжения изгиба в опасном сечении рычагов:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_{\text{пр.в}} l}{uzW_{\text{изг}}},$$

где $P_{\text{пр.в}}$ — суммарная сила от нажимных пружин при выключенном сцеплении; l — расстояние до опасного сечения; $u = l/f$ — передаточное число рычага; z — число рычагов; $W_{\text{изг}}$ — момент сопротивления изгибу.

Напряжения изгиба рычагов не должны превышать 320... 400 МПа.

Рычаги выключения делаются из ковкого чугуна или из малоуглеродистой и среднеуглеродистой сталей.

Гаситель крутильных колебаний. При расчете гасителя крутильных колебаний определяются напряжения в его пружинах, угловая жесткость и момент замыкания гасителя, момент трения в гасителе и крутящий момент, передаваемый гасителем.

Максимальное усилие сжатия одной пружины гасителя

$$P_r = \frac{(1, 2 \dots 1, 3) M_{\text{max}} \beta_c}{rz},$$

где r — радиус приложения усилия к пружине; z — число пружин гасителя.

В связи с тем, что пружины гасителя имеют большую жесткость, при расчете напряжений в пружине необходимо учитывать кривизну ее витков:

$$\tau_{кр} = \frac{8P_r D_{ср}}{\pi d^3} k_{кр},$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр витков; d — диаметр проволоки пружины; $k_{кр} = \frac{4c-1}{4c+4} + \frac{0,615}{c}$ — коэффициент кривизны витков;

$$c = \frac{D_{ср}}{d}.$$

Допустимые напряжения в пружине 700...900 МПа.

Угловая жесткость гасителя равна значению крутящего момента, который необходимо приложить к ведомому диску сцепления, чтобы повернуть диск относительно ступицы на один градус:

$$c_{\beta} = 17,4 R_{ср.п} c z,$$

где $R_{ср.п}$ — средний радиус расположения пружин гасителя; c — жесткость пружины; z — число пружин.

Момент замыкания гасителя крутильных колебаний определяется деформацией его пружин. Этот момент выбирают таким образом, чтобы гаситель не выключался из работы в различных дорожных условиях:

$$M_3 = (1,2 \dots 1,4) M_{\max}.$$

Момент трения гасителя крутильных колебаний

$$M_{тр} = P_{пр} R_{ср.п} i \mu,$$

где $P_{пр}$ — усилие сжатия дисков сцепления; $R_{ср.п}$ — средний радиус фрикционных накладок сцепления; i — число фрикционных накладок; μ — коэффициент трения фрикционных накладок.

Момент трения в гасителе можно проверить по выражению

$$M_{тр} = (0,1 \dots 0,15) M_{\max}.$$

Крутящий момент, передаваемый гасителем крутильных колебаний:

$$M_r = M_{пр} + M_{тр},$$

где $M_{пр} = P_{пр} R_{ср.п} z$ — момент от усилия пружин.

В развернутом виде можно записать:

$$M_r = P_{пр} R_{ср.п} i \mu + P_{пр} R_{ср.п} z.$$

Окончательные значения параметров гасителя крутильных колебаний устанавливаются экспериментально, так как их выбор

зависит от крутильных колебаний трансмиссии и двигателя автомобиля.

Кожух сцепления. Форма и размеры кожуха зависят от конструкции сцепления и выбираются при компоновке сцепления. Кожух должен иметь достаточную жесткость, его штампуют из малоуглеродистых листовых сталей марок 08 или 10, толщина листа 2,5...4 мм. Для отвода теплоты от нагретых деталей сцепления в кожухе делаются специальные окна, которые обеспечивают интенсивную циркуляцию воздуха. Кожух центрируется с маховиком двигателя установочными штифтами, центрирующим бортиком на маховике или болтами, которыми прикрепляется к маховику.

Картер сцепления. В картере размещают сцепление вместе с маховиком двигателя. Картер сцепления отливается обычно из чугуна у грузовых автомобилей и алюминиевого сплава у легковых автомобилей. Его форма и размеры определяются при компоновке. Картер сцепления имеет замкнутую колоколообразную форму, существенно повышающую его жесткость, что обеспечивает постоянную соосность коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач в эксплуатации. В картере выполняются вентиляционные окна, которые закрываются металлическими сетками. Окна обеспечивают необходимую циркуляцию воздуха внутри картера и отвод теплоты от рабочих поверхностей деталей сцепления. Картер сцепления устанавливается и закрепляется на заднем торце блока цилиндров двигателя.

2.7. Расчет привода управления сцеплением

При расчете привода сцепления определяются передаточное число привода, полный ход педали сцепления и усилие на педали, необходимое для полного выключения сцепления.

Механический привод сцепления (рис. 2.29, а). Передаточное число механического привода сцепления

$$u_{м.п} = u_1 u_2,$$

где $u_1 = ac/(bd)$ — передаточное число педального привода; $u_2 = e/f$ — передаточное число рычагов выключения сцепления.

Следовательно,

$$u_{м.п} = \frac{ac}{bd} \frac{e}{f}.$$

Полный ход педали сцепления

$$S_{пед} = S_p + S_{св},$$

где $S_p = \Delta S u_{м.п}$ — рабочий ход педали; $S_{св} = \delta_1 u_1$ — свободный ход педали; ΔS — ход нажимного диска при выключении сцепления;

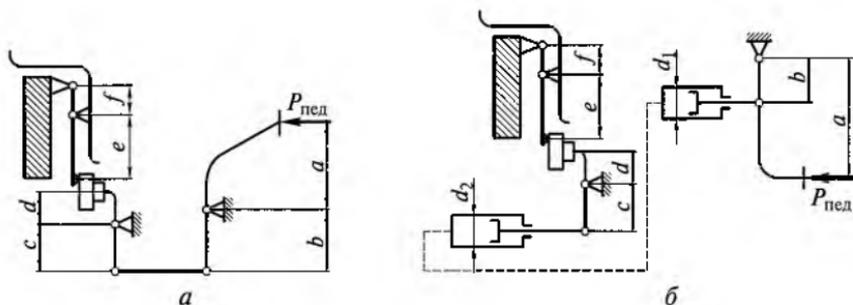


Рис. 2.29. Схемы механического (а) и гидравлического (б) приводов сцепления:

a, b, c, d, e, f — размеры для расчета привода сцепления; d_1 и d_2 — диаметры главного и рабочего цилиндров соответственно

$\delta_1 = 2 \dots 4$ мм — зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником.

Следовательно,

$$S_{\text{пед}} = \Delta S u_{\text{м.п}} + \delta_1 u_1 = \Delta S \frac{ace}{bdf} + \delta_1 \frac{ac}{bd}.$$

Ход нажимного диска при выключении сцепления

$$\Delta S = i \delta_2,$$

где i — число пар поверхностей трения; δ_2 — зазор между дисками сцепления в выключенном положении; $\delta_2 = 0,75 \dots 1$ мм для однодискового сцепления; $\delta_2 = 0,5 \dots 0,6$ мм для двухдискового сцепления.

Усилие на педали, необходимое для полного выключения сцепления:

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\text{пр.в}}}{u_{\text{м.п}} \eta_{\text{м.п}}},$$

где $P_{\text{пр.в}}$ — усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении; $\eta_{\text{м.п}} = 0,7 \dots 0,8$ — КПД механического привода.

Гидравлический привод сцепления (рис. 2.29, б). Передаточное число гидравлического привода пропорционально передаточному числу педального привода, передаточному числу гидравлической части и передаточному числу рычагов выключения сцепления:

$$u_{\text{г.п}} = \frac{ac}{bd} \frac{d_{\text{р.ц}}^2}{d_{\text{г.ц}}^2} \frac{e}{f},$$

где $d_{\text{р.ц}}$ — диаметр рабочего цилиндра привода; $d_{\text{г.ц}}$ — диаметр главного цилиндра привода.

Полный ход педали сцепления

$$S_{\text{пед}} = S_p + S_{\text{св}} = \Delta S u_{\text{г.п}} + \delta_1 u_1.$$

Или

$$S_{\text{пед}} = \Delta S \frac{acd_{\text{р.ц}}^2 e}{bdd_{\text{г.ц}}^2 f} + \delta_1 \frac{acd_{\text{р.ц}}^2}{bdd_{\text{г.ц}}^2}.$$

Усилие на педали для выключения сцепления

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\text{пр.в}}}{u_{\text{г.п}} \eta_{\text{г.п}}},$$

где $\eta_{\text{г.п}} = 0,8 \dots 0,9$ — КПД гидравлического привода.

Передаточное число приводов сцеплений (механического или гидравлического) должно быть в пределах $25 \dots 50$, а полный ход педали сцепления $S_{\text{пед}} = 120 \dots 190$ мм.

Усилие на педали сцепления при отсутствии в приводе усилителя не должно быть более 150 Н для легковых автомобилей и 250 Н для грузовых автомобилей.

Для определения размеров деталей привода сцепления выполняется их расчет на прочность. При этом усилие на педали сцепления принимается $P_{\text{пед}} = 500$ Н.

Работа по управлению сцеплением. Работа, совершаемая при включении и выключении сцепления:

$$L_{\text{в}} = \frac{(P_{\text{пр}} + P_{\text{пр.в}})(f_{\text{в}} - f)}{2\eta_{\text{п}}},$$

где $P_{\text{пр}}$ и $P_{\text{пр.в}}$ — усилия нажимных пружин при включенном и выключенном сцеплении; f и $f_{\text{в}}$ — деформация пружин при включенном и выключенном сцеплении; $\eta_{\text{п}}$ — КПД привода сцепления.

Работа, затрачиваемая на управление сцеплением, не должна превышать 25 Дж для легковых автомобилей и 30 Дж для грузовых автомобилей и автобусов.

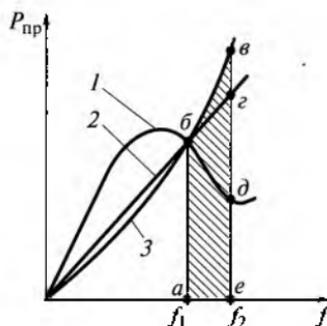


Рис. 2.30. Схема для определения работы управления сцеплением с нажимными пружинами:

1 — диафрагменная пружина; 2 — цилиндрическая; 3 — коническая

На рис. 2.30 представлена схема для определения работы управления сцеплением с различными типами нажимных пружин. На рисунке точка *б* соответствует включенному сцеплению, а точки *в*, *г* и *д* — выключенному.

Работа по управлению сцеплением соответствует заштрихованным площадям следующих фигур:

абде — для сцепления с диафрагменной пружиной (1);

абге — для сцепления с цилиндрическими пружинами (2);

абве — для сцепления с конической пружиной (3).

Из рисунка видно, что наименьшая работа по управлению сцеплением затрачивается при диафрагменной пружине.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой сцепление и для чего оно предназначено?
2. Какие бывают типы сцеплений и приводов управления сцеплениями, их преимущества и недостатки?
3. На каких автомобилях применяются сцепления и приводы управления различных типов?
4. Какие требования предъявляются к сцеплению и приводу управления сцеплением?
5. Что представляет собой работа буксования сцепления и что она определяет у сцепления?
6. Что такое удельная работа буксования и что оценивается по ней у сцепления?
7. При каких нажимных пружинах (периферийных цилиндрических, диафрагменной, конической) затрачивается наименьшая работа по управлению сцеплением?
8. Какие типы усилителей и с какой целью применяются в приводах управления сцеплениями?
9. На что рассчитываются детали сцепления и привода сцепления?

3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

3.1. Назначение и типы

Коробкой передач называется механизм трансмиссии, изменяющий при движении автомобиля соотношение между скоростями вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес.

Коробка передач служит для изменения крутящего момента на ведущих колесах автомобиля, длительного разъединения двигателя и трансмиссии и получения заднего хода.

Крутящий момент на ведущих колесах необходимо изменять в соответствии с дорожными условиями для обеспечения оптимальной скорости и проходимости автомобиля, а также для наиболее экономичной работы двигателя.

Двигатель и трансмиссию необходимо разъединять на продолжительное время при работе двигателя на холостом ходу.

Задний ход автомобиля требуется для совершения автомобилем определенных маневров.

Изменение крутящего момента на ведущих колесах и скорости движения автомобиля осуществляется путем увеличения или уменьшения передаточного числа коробки передач, представляющего собой отношение скорости вращения ведущего вала к скорости вращения ведомого вала.

Наличие коробки передач в трансмиссии позволяет повысить тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и проходимость автомобиля.

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы коробок передач (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Типы коробок передач, классифицированных по различным признакам

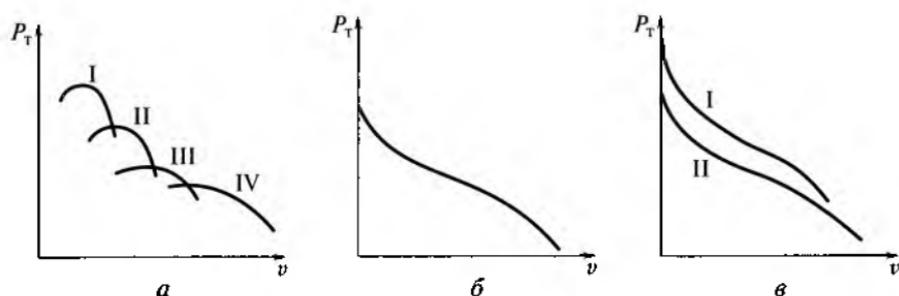


Рис. 3.2. Тяговые характеристики автомобилей со ступенчатой (а), бесступенчатой (б) и гидромеханической (в) коробками передач:

I — IV — передачи; P_T — тяговая сила на ведущих колесах автомобиля; v — скорость автомобиля

Изменение тяговой силы на ведущих колесах демонстрирует тяговая характеристика автомобиля (рис. 3.2) — зависимость тяговой силы P_T от скорости движения v на различных передачах.

В ступенчатых коробках передач передаточное число изменяется ступенчато и тяговая сила на ведущих колесах автомобиля также изменяется ступенчато (рис. 3.2, а). В бесступенчатых коробках передач передаточное число и тяговая сила на ведущих колесах изменяются плавно (рис. 3.2, б), а при гидромеханических коробках передач — и плавно, и ступенчато (рис. 3.2, в).

В неавтоматических коробках передач переключение передач осуществляется водителем вручную при помощи рычага переключения, расположенного на коробке передач или на рулевой колонке. В полуавтоматических коробках передач выбор необходимой передачи осуществляется водителем, а включение передачи производится автоматически. В автоматических коробках передач переключение передач происходит автоматически без участия водителя и в зависимости от условий движения.

На большинстве легковых и грузовых автомобилей применяются ступенчатые коробки передач, все большее распространение в настоящее время на легковых автомобилях и автобусах получают гидромеханические коробки передач, состоящие из гидротрансформатора и ступенчатой механической коробки передач.

3.2. Требования к коробке передач

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2) к коробке передач предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- оптимальные тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля;

- бесшумность при работе и переключении передач;
- легкость и удобство управления;
- высокий КПД;
- возможность отбора мощности для привода дополнительного оборудования.

Рассмотрим требования, предъявляемые к коробке передач.

Оптимальные тягово-скоростные свойства и топливная экономичность. Необходимые тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля, оптимальные для заданных условий эксплуатации, достигаются путем правильного выбора в коробке передач числа передач, диапазона передаточных чисел и соотношения (плотности ряда) передаточных чисел промежуточных передач.

Число передач в коробках передач составляет 4...5 для легковых автомобилей и автобусов малой вместимости, грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и 6...16 для грузовых автомобилей большой грузоподъемности и высокой проходимости.

У автомобилей-тягачей, работающих с прицепами и полуприцепами, используются многоступенчатые коробки передач, число которых может составлять 8...24.

Увеличение числа передач достигается установкой совместно с основной коробкой передач дополнительной, обычно двухступенчатой, коробки передач (делителя, демультимпликатора). В этом случае общее число передач равно произведению числа передач основной коробки на число передач дополнительной коробки.

Коробки с наибольшим числом передач применяются на грузовых автомобилях с дизелями, имеющими меньший коэффициент приспособляемости ($k_m = 1,15$), чем бензиновые двигатели ($k_m = 1,3$).

Увеличение числа передач повышает степень использования мощности двигателя, топливную экономичность, среднюю скорость движения, производительность автомобиля и снижает себестоимость перевозок. Однако при увеличении числа передач усложняется конструкция коробки передач, увеличиваются ее масса, размеры, стоимость и затрудняется управление автомобилем. Кроме того, с увеличением числа передач возрастает время разрыва потока мощности от двигателя к ведущим колесам, что может привести к ухудшению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля. В связи с этим максимальное число передач в коробках передач не превышает 5 для легковых и 16 для грузовых автомобилей.

Влияние числа передач в коробке на скорость движения автомобиля в различных дорожных условиях видно из рис. 3.3, на котором представлены динамические характеристики одного и того же автомобиля при установке на него трех- и четырехсту-

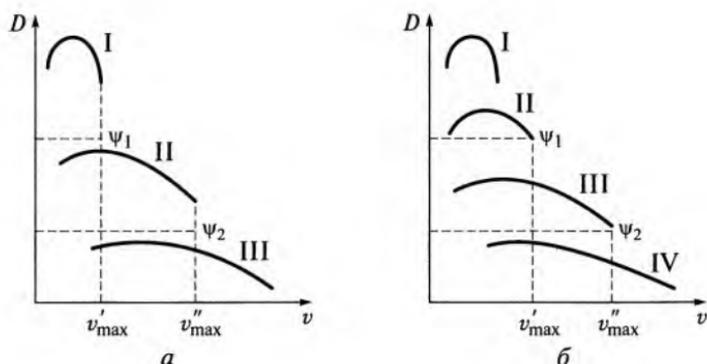


Рис. 3.3. Динамические характеристики автомобиля с трехступенчатой (а) и четырехступенчатой (б) коробками передач:

I—IV — передачи; v'_{\max} , v''_{\max} — максимальные значения скорости движения при коэффициентах сопротивления дороги ψ_1 и ψ_2 соответственно

пенчатой коробок передач. При этом первые и последние передачи коробок имеют равные передаточные числа, а динамические факторы автомобиля по тяге на первой и последней передачах одинаковы.

При сравнении максимальной скорости автомобиля на дорогах с различным сопротивлением видно преимущество четырехступенчатой коробки передач. Так, на дороге с коэффициентом сопротивления ψ_1 максимальная скорость v'_{\max} автомобиля с трехступенчатой коробкой передач меньше максимальной скорости v'_{\max} автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач. Соответственно меньше и максимальная скорость автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления, равном ψ_2 . Следовательно, увеличение числа передач в коробке передач приводит к возрастанию средней скорости движения автомобиля.

Диапазон передаточных чисел представляет собой отношение передаточного числа $u_{к,н}$ низшей передачи коробки передач к передаточному числу $u_{к,в}$ высшей передачи:

$$D = \frac{u_{к,н}}{u_{к,в}}$$

Чем меньше удельная мощность двигателя автомобиля, тем больше должен быть диапазон передаточных чисел коробки передач автомобиля.

Диапазон передаточных чисел составляет 3...4,5 для легковых автомобилей и автобусов малой вместимости, выполненных на их базе, 5...8 для грузовых автомобилей в зависимости от их назначения и грузоподъемности и для автобусов средней и большой вместимости с механической коробкой передач, 9...13 для авто-

мобилей-тягачей, автомобилей высокой проходимости и специальных автомобилей, у которых предусмотрено выполнение нетранспортных работ при скоростях 2... 3 км/ч. Движение автомобилей с такими скоростями может быть устойчиво только при большом передаточном числе низшей передачи коробки передач.

Плотность ряда передаточных чисел коробки передач определяется соотношением передаточных чисел промежуточных передач. При этом отношение передаточных чисел соседних передач должно изменяться по геометрической прогрессии.

Плотность ряда выше у коробок передач, имеющих большое число передач. Эти коробки обеспечивают автомобилю более высокие тягово-скоростные свойства и топливную экономичность, чем коробки с меньшим числом передач. В связи с этим у коробок передач современных автомобилей плотность ряда передаточных чисел делают в пределах 1,1... 1,5. Причем меньшие значения плотности ряда соответствуют высшим синхронизированным передачам.

Высокая плотность ряда передаточных чисел коробки передач кроме повышения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля создает более благоприятные условия работы синхронизаторов, так как для переключения передач требуется меньшая работа трения. Благодаря этому размеры синхронизаторов могут быть уменьшены при сохранении достаточной их надежности.

Бесшумность при работе и переключении передач. Уровень шума, создаваемого коробкой передач при работе, зависит от качества, точности изготовления и типа зацепления шестерен. Большую часть шестерен выполняют косозубыми.

Косозубые шестерни создают меньший уровень шума. Эти шестерни обладают большей прочностью и долговечнее, чем прямозубые шестерни. Однако косозубые шестерни более сложные в изготовлении и при их работе возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники валов коробки передач.

Осевая сила

$$Q = P \operatorname{tg} \beta,$$

где P — окружная сила; β — угол спирали зубьев.

При больших углах долговечность подшипников валов коробки передач может уменьшиться в 5—10 раз. Поэтому при применении косозубых шестерен необходимо использовать подшипники больших размеров, чем при прямозубых шестернях, что удорожает конструкцию коробки передач. При этом необходимо увеличивать жесткость валов, длину ступиц шестерен и уменьшать зазоры в сопряжениях шестерен с валами.

При работе коробки передач осевая сила стремится создать момент, вызывающий перекос шестерен при недостаточной жест-

кости валов и увеличенных зазорах, что приводит к кромочному контакту зубьев шестерен и их поломке. Кроме того, при нарушении зацепления шестерен возникает шум при работе коробки передач.

Повышение уровня шума вызывает также недостаточная жесткость картера коробки передач. При недостаточной жесткости картер начинает резонировать, увеличивая шумность работы коробки передач. Поэтому картеры коробок передач делаются литыми из чугуна или алюминиевого сплава и выполняются с ребрами, которые обеспечивают необходимую жесткость и улучшают охлаждение коробки передач.

Легкость и удобство управления. Легкое и удобное управление коробкой передач зависит от ее конструкции, способа переключения передач и конструкции привода управления, который может быть механическим, электрическим, пневматическим.

Легкость управления коробкой передач характеризуют усилие, прилагаемое к рычагу переключения передач, и сложность выполнения переключения передач. Переключение передач должно быть простым и не требовать затраты физических усилий.

Удобство управления коробкой передач обеспечивается применением синхронизаторов, расположением рычага переключения передач вблизи рулевого колеса и автоматизацией (частичной или полной) управления передачами.

В коробках передач применяются инерционные синхронизаторы (с блокировкой). Эти синхронизаторы не допускают включения передач до выравнивания угловых скоростей вращения соединяемых деталей, существенно облегчая работу водителя. Однако синхронизаторы усложняют конструкцию коробки передач, увеличивают ее массу и размеры.

Расположение рычага переключения передач вблизи рулевого колеса удобно не только для управления коробкой передач, но также и для посадки пассажиров. Полная автоматизация управления для ступенчатых коробок передач не применяется, а частичная применяется редко.

КПД коробки передач. На значение КПД ступенчатой коробки передач существенно влияет правильный выбор кинематической схемы коробки передач. От кинематической схемы зависит число пар шестерен, находящихся в зацеплении при передаче крутящего момента, скорость вращения, передаваемая мощность, эффективность смазывания, точность изготовления шестерен, других деталей и картера коробки передач.

Величина КПД также зависит от потерь мощности на трение в коробке передач. Эти потери могут быть механическими и гидравлическими.

Механические — потери на трение между зубьями шестерен, в подшипниках и манжетах, а гидравлические — потери на переме-

шивание масла в коробке передач. Первые зависят главным образом от качества обработки поверхностей сопрягаемых деталей, а вторые — от вязкости и уровня масла в коробке передач, а также от скорости вращения шестерен.

При работе на высшей передаче КПД коробки передач равен 0,98...0,99, а на других передачах — 0,95...0,97.

КПД может служить оценочным параметром уровня шума, создаваемого при работе коробкой передач, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД коробки передач, тем она более шумная при работе.

Отбор мощности. В конструкциях коробок передач должна быть предусмотрена возможность отбора мощности для привода дополнительного оборудования (лебедки, насосы, подъемные механизмы и др.) на автомобилях высокой проходимости, специализированных (самосвалы, цистерны, рефрижераторы, самопогрузчики) и специальных автомобилях (коммунальные, пожарные, автокраны и др.).

Рассмотренные требования, которые предъявляются к различным типам коробок передач, позволяют анализировать и оценивать конструкции коробок передач и их совершенство.

Конструкция коробки передач оценивается также ее металлоемкостью, трудоемкостью, стоимостью изготовления и ресурсом.

Металлоемкость конструкции оценивается удельной массой коробки передач, представляющей собой отношение массы $m_{к.п}$ (кг) коробки передач к максимальной мощности двигателя N_{max} (кг/кВт):

$$m_{уд} = \frac{m_{к.п}}{N_{max}}$$

Удельная масса ступенчатых коробок передач составляет 0,3...0,5 для легковых автомобилей и 0,5...2 для грузовых автомобилей. Для гидромеханических коробок передач удельная масса $m_{уд} = 0,35...2$.

Ресурс коробки передач характеризуется пробегом автомобиля (в тысячах километров) до капитального ремонта.

При эксплуатации на дорогах первой категории ресурс коробок передач составляет для легковых автомобилей 125...250 тыс. км пробега, а для грузовых автомобилей и автобусов 250...500 тыс. км пробега. Для автомобилей высокой проходимости ресурсе коробок передач значительно ниже.

3.3. Ступенчатые коробки передач

Ступенчатая коробка передач представляет собой зубчатый (шестеренный) механизм, в котором изменение передаточного числа происходит ступенчато.



Рис. 3.4. Типы ступенчатых коробок передач, классифицированных по различным признакам

Передаточные числа ступенчатой коробки передач на всех передачах, кроме высшей, больше единицы ($u_k > 1$). При включении этих передач уменьшается скорость вращения ведомого (вторичного) вала коробки передач и почти во столько же раз увеличивается передаваемый крутящий момент двигателя.

Высшая передача в ступенчатых коробках передач может быть прямой ($u_k = 1$) или повышающей ($u_k < 1$). При повышающей передаче снижается частота вращения коленчатого вала двигателя на 10...20%, повышается долговечность деталей коробки передач и уменьшается расход топлива при движении с той же скоростью, что и на прямой передаче.

На автомобилях применяются различные типы ступенчатых коробок передач (рис. 3.4).

Двухвальные коробки передач применяются на переднеприводных легковых автомобилях малого класса и заднеприводных легковых автомобилях с задним расположением двигателя. Число передач таких коробок составляет 4...5. Высшая передача в двухвальных коробках часто бывает повышающей, а большинство передач синхронизировано.

Трехвальные коробки передач устанавливаются на заднеприводных легковых автомобилях с передним расположением двигателя, на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и на автобусах. Число передач в этих коробках — не менее 4 для легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности и 4...6 для грузовых автомобилей средней грузоподъемности.

Многовальные коробки передач применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности с целью увеличения числа передач. Чем больше число передач в коробке передач, тем лучше используется мощность двигателя и выше тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля. Однако при этом усложняется конструкция коробки передач и затрудняется выбор передачи, оптимальной для данных условий движения. В многовальных коробках передач число передач может быть от 8 до 24.

В связи с этим многовалвные многоступенчатые коробки передач наибольшее применение получили на автомобилях-тягачах, работающих с прицепами и полуприцепами.

Переключение передач в большинстве ступенчатых коробок передач выполняется водителем. Однако в последнее время появились конструкции ступенчатых коробок передач, в которых переключение передач автоматизировано на основе применения микропроцессорной техники.

3.4. Двухвальные коробки передач

Двухвальные коробки передач применяются в переднеприводных и заднеприводных (с задним расположением двигателя) легковых автомобилях. Эти коробки просты по конструкции, имеют небольшую массу и высокий КПД. Конструктивно они объединены в одном блоке с двигателем, сцеплением, главной передачей и дифференциалом.

Конструкция двухвальной коробки передач во многом зависит от того, какое расположение на автомобиле имеют двигатель и коробка передач — продольное или поперечное. При поперечном расположении коробки передач применяется цилиндрическая главная передача и дистанционный привод переключения передач. При продольном расположении — коническая или гипоидная главная передача и непосредственный привод переключения передач.

В двухвальной коробке передач на любой передаче, кроме заднего хода, крутящий момент двигателя передается двумя шестернями 2 и 3 (рис. 3.5) непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4, который соединен с ведущими колесами автомобиля. Движение автомобиля задним ходом обеспечивается промежуточной шестерней 6, которая вводится в зацепление между

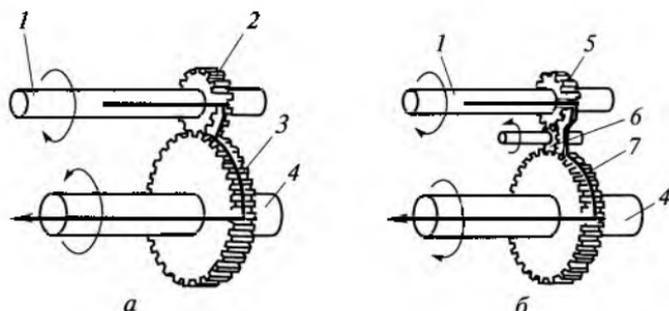


Рис. 3.5. Схема работы двухвальной коробки передач:

а — движение вперед; *б* — движение задним ходом; 1 — первичный вал; 2, 3, 5, 6, 7 — шестерни; 4 — вторичный вал

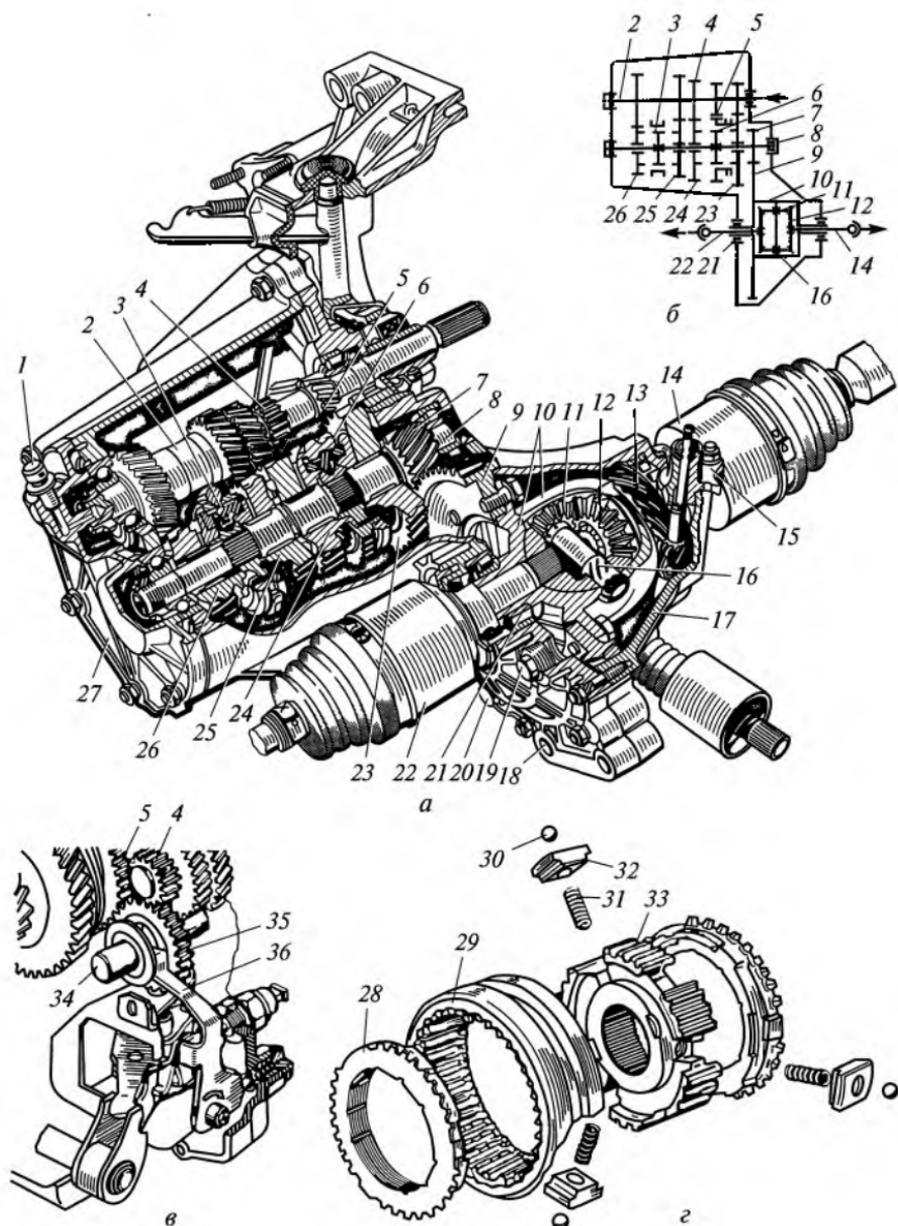


Рис. 3.6. Коробка передач переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

а — общий вид; *б* — схема; *в* — включение заднего хода; *г* — детали синхронизатора; 1 — сапун; 2 — первичный вал; 3, 6 — синхронизаторы; 4, 7, 9, 12, 13, 23, 24, 25, 26, 35 — шестерни; 5 — зубчатый венец; 8 — вторичный вал; 10 — корпус; 11 — сателлит; 14, 22 — шарниры; 15 — привод спидометра; 16, 34 — оси; 17, 18 — картеры; 19, 20 — пробки; 21 — подшипник; 27 — крышка; 28 — кольцо; 29 — муфта; 30 — фиксатор; 31 — пружина; 32 — сухарь; 33 — ступица; 36 — вилка

шестернями 5 и 7. В результате этого вторичный вал коробки передач вращается в сторону, противоположную вращению первичного вала 1.

Конструкция двухвальной коробки передач, применяемой на переднеприводных легковых автомобилях ВАЗ, представлена на рис. 3.6.

Коробка передач механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и ручным управлением.

Картер 18 коробки передач, отлитый из алюминиевого сплава, соединен шпильками с картером 17 сцепления и образует с ним единый картер, в котором размещены первичный и вторичный валы с шестернями и синхронизаторами, главная передача и межколесный дифференциал. Главная передача — одинарная, цилиндрическая, косозубая. Дифференциал — конический, двухсателлитный, симметричный, малого трения. Картер коробки передач сзади закрыт крышкой 27, в которой установлен сапун 1 для связи внутренней полости коробки передач с атмосферой. Первичный вал 2 представляет собой блок ведущих шестерен I, II, III, IV передач и заднего хода. Вал вращается в двух подшипниках, один из которых установлен в картере коробки передач, а другой — в картере сцепления. Вторичный вал 8 изготовлен вместе с ведущей шестерней 7 главной передачи. Он вращается в двух подшипниках, установленных в картере сцепления и в картере коробки передач. На вторичном валу свободно установлены ведомые шестерни 23, 24, 25 и 26 соответственно I, II, III и IV передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими ведущими шестернями первичного вала. На вторичном валу жестко закреплены ступицы синхронизаторов 3 и 6. На скользящей муфте синхронизатора 6 имеется зубчатый венец 5 для включения заднего хода. Промежуточная шестерня 35 заднего хода свободно установлена на оси 34, которая закреплена в картерах коробки передач и сцепления. При включении I и II передач синхронизатор 6 соединяет соответственно шестерни 23 и 24 с вторичным валом коробки передач, а при включении III и IV передач синхронизатор 3 соединяет с вторичным валом соответственно шестерни 25 и 26. Задний ход включается вилкой 36 путем введения в зацепление шестерни 35 с шестерней 4 и зубчатым венцом 5.

Синхронизатор состоит из ступицы 33, скользящей муфты 29, блокирующих колец 28, сухарей 32 с шариковыми фиксаторами 30 и пружинами 31. Ступица синхронизатора жестко крепится на вторичном валу коробки передач и имеет наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта 29 и шесть пазов, в трех из которых размещаются сухари с фиксаторами. Бронзовое блокирующее кольцо 28 имеет внутреннюю коническую поверхность, наружные зубья со скосами и шесть выступов. Выступы кольца

входят в пазы ступицы с боковым зазором, ограничивающим поворот кольца относительно ступицы. На конической поверхности кольца нарезаны резьба и канавки, которые предназначены для разрыва масляной пленки. Передача включается после уравнивания угловых скоростей вторичного вала и свободно вращающейся на ней шестерни включаемой передачи за счет трения между коническими поверхностями блокирующего кольца и шестерни. В этом случае зубья скользящей муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненным на шестерне, которая и стопорится на вторичном валу. Ведущая шестерня 7 главной передачи находится в постоянном зацеплении с ведомой шестерней 9, прикрепленной болтами к корпусу дифференциала 10, который установлен в подшипниках 21. Внутри корпуса дифференциала установлена ось 16 с двумя сателлитами 11, находящимися в постоянном зацеплении с шестернями 12, которые связаны с шлицевыми хвостовиками внутренних шарниров 14 и 22 привода передних ведущих колес. Сателлиты и шестерни 12 имеют сферические опорные поверхности, что исключает применение опорных шайб. На корпусе дифференциала установлена ведущая пластмассовая шестерня 13 привода спидометра 15.

Коробка передач имеет механический привод переключения передач (рис. 3.7). Он состоит из рычага 8 со сферическим концом 9, шаровой опоры 10, тяги 6, соединительного шарнира 5, штока 4 и механизмов выбора и переключения передач. Рычаг переключения передач закреплен на полу кузова автомобиля. Отвер-

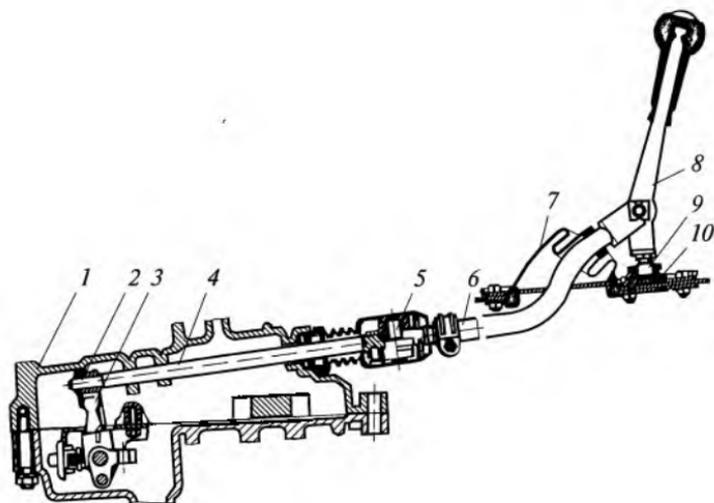


Рис. 3.7. Привод переключения передач переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1 — картер; 2, 3, 8 — рычаги; 4 — шток; 5 — шарнир; 6 — тяга; 7 — чехол; 9 — конец рычага; 10 — шаровая опора

стие в полу для тяги 6 закрыто резиновым чехлом 7. На конце штока 4 установлен рычаг 2, который связан с трехплечим рычагом 3 механизма выбора передач, выполненного отдельным узлом и размещенного в картере 1 сцепления. В привод переключения передач входят также три штока с закрепленными на них вилками и шариковые фиксаторы штоков.

Коробка передач вместе с картером сцепления крепится к блоку цилиндров двигателя. В коробку через резьбовое отверстие с пробкой 19 (см. рис. 3.6) заливается моторное масло. Масло из коробки передач сливают через резьбовое отверстие с пробкой 20.

На рис. 3.8 показана коробка передач переднеприводных легковых автомобилей АЗЛК.

Коробка имеет пять передач для движения вперед и одну передачу для движения назад. В коробке два вала. Шестерни всех передач, кроме заднего хода, косозубые, что уменьшает шум при работе. Они имеют постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода прямозубые. Для движения вперед передачи включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад — перемещением промежуточной шестерни заднего хода. Переключение производится с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач.

Отлитые из алюминиевого сплава картер 15 коробки передач, крышка 23 картера коробки передач и картер 30 главной передачи соединены между собой болтами 14 и образуют единый картер, в котором размещены первичный и вторичный валы коробки передач с шестернями и синхронизаторами, главная передача и межколесный дифференциал.

Первичный вал 11 изготовлен вместе с ведущими шестернями 13 и 16 соответственно I и II передач и шестерней 12 заднего хода. Вал вращается в трех подшипниках, которые установлены в хвостовике коленчатого вала двигателя, в картере главной передачи и в картере коробки передач. На первичном валу свободно установлены ведущие шестерни 17, 19 и 20 соответственно III, IV и V передач, а также жестко закреплены ступицы синхронизаторов 18 и 21 для включения этих передач.

Вторичный вал 25 изготовлен вместе с ведущей шестерней 10 главной передачи. Он вращается в двух подшипниках, установленных в картерах главной передачи и коробки передач. На вторичном валу свободно установлены ведомые шестерни 26 и 28 соответственно I и II передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими ведущими шестернями первичного вала. На вторичном валу также жестко закреплены ведомые шестерни III, IV, V передач и заднего хода, а также ступица синхронизатора 27 для включения I и II передач. При включении I и II передач синхронизатор 27 соединяет соответственно шестерни 26 и 28 с вторичным валом, а при включении III, IV и V передач синхро-

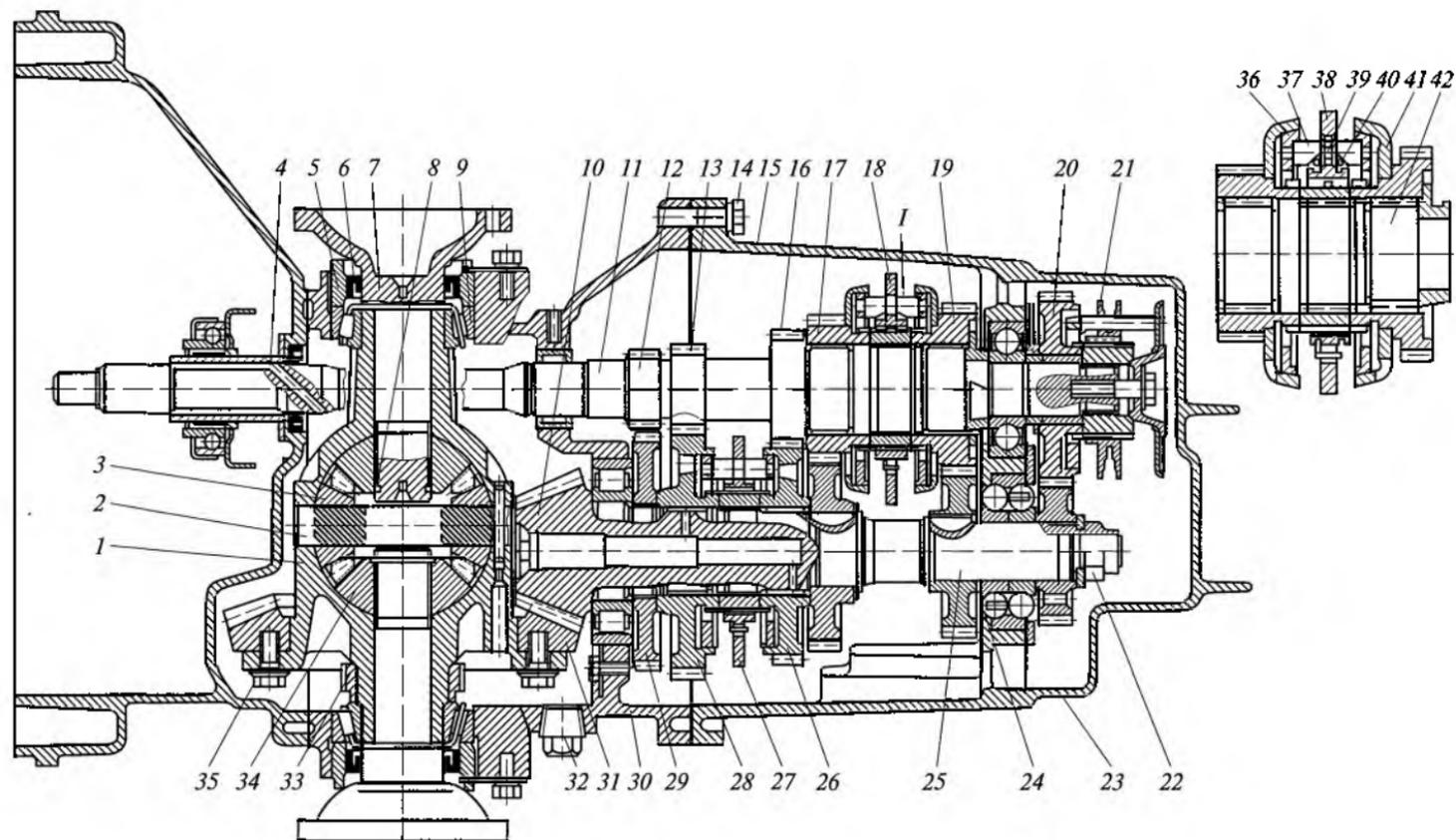


Рис. 3.8. Коробка передач переднеприводных легковых автомобилей АЗЛК: 1 — корпус дифференциала; 2 — ось; 3 — сателлит; 4 — отверстие; 5, 22 — гайки; 6 — манжета; 7 — фланец; 8, 36, 41 — кольца; 9 — подшипник; 10, 31 — ведущая и ведомая шестерни главной передачи; 11, 25 — первичный и вторичный валы; 12, 13, 16, 17, 19, 20, 26, 28, 29, 33, 34 — шестерни; 14, 35 — болты; 15, 30 — картеры; 18, 21, 27 — синхронизаторы; 23 — крышка; 24 — шайбы; 32 — пробка; 37 — палец; 38 — муфта; 39 — выточка; 40 — пружина; 42 — ступица

низаторы 18 и 21 соединяют с первичным валом соответственно шестерни 17, 19 и 20.

Задний ход включаетсявилкой путем введения в зацепление промежуточной шестерни заднего хода с шестернями 12 и 29.

В коробке передач имеются три синхронизатора, обеспечивающие включение всех передач, кроме заднего хода. Они имеют одинаковое устройство, являются двухсторонними для включения I и II, III и IV передач. Синхронизатор для включения V передачи — односторонний.

Синхронизатор состоит из ступицы 42, скользящей муфты 38, двух конических колец 36, трех блокирующих пальцев 37 и пружины 40. Ступица синхронизатора жестко крепится на шлицах на валу коробки передач. Она имеет наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта 38 с тремя отверстиями для блокирующих пальцев 37. Пальцы жестко соединены с латунными коническими кольцами 36 и имеют в средней части кольцевую блокировочную выточку 39. Латунные кольца имеют наружную коническую поверхность, аналогичную внутренней конической поверхности колец 41, приваренных к шестерням. На конической поверхности латунных колец нарезана резьба для разрыва масляной пленки и увеличения трения. Пружина 40 поджимает блокирующие пальцы к скользящей муфте синхронизатора и обеспечивает ее связь с коническими кольцами.

Работа синхронизатора основана на использовании сил трения. Передача включается только после предварительного уравнивания угловых скоростей вала коробки передач и свободно вращающейся на нем шестерни включаемой передачи за счет трения между коническими поверхностями колец синхронизатора и шестерни. В этом случае зубья скользящей муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненном на шестерне. Свободно вращающаяся шестерня соединяется с валом, и передача включается.

Масло из коробки и главной передачи сливают через резьбовое отверстие с пробкой 32, расположенное в нижней части картера главной передачи. Связь внутренней полости коробки передач и главной передачи с окружающей средой осуществляется через отверстие 4, выполненное в шейке первичного вала 11 коробки передач.

3.5. Трехвальные коробки передач

Наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях и автобусах получили трехвальные коробки передач. Эти коробки передач имеют три вала — первичный (ведущий), вторичный (ведомый) и промежуточный, на которых установлены шестерни различных передач. Отличительной особенностью трехвальных коробок передач является наличие прямой передачи с передаточным числом $u_k = 1$, на которой первичный и вторичный валы соединяются напрямую. На этой передаче автомобиль движется большую часть времени.

На прямой передаче КПД трехвальной коробки передач больше, чем двухвальной, и коробка передач работает менее шумно. На остальных передачах, кроме заднего хода, в трехвальной коробке передач в зацеплении находятся две пары шестерен, что несколько снижает КПД коробки, но позволяет иметь на первой передаче большое передаточное число.

В трехвальной коробке передач (рис. 3.9) на любой передаче, кроме прямой и заднего хода, крутящий момент двигателя с первичного вала 1 передается через шестерни 2 и 7 постоянного зацепления, промежуточный вал 5 и шестерни 6 и 3 на вторичный вал 4, соединенный с ведущими колесами автомобиля. При этом крутящий момент на промежуточном валу 5 больше крутящего момента на первичном валу 1, так как диаметр и число зубьев шестерни 7 больше, чем у шестерни 2. В то же время крутящий момент на вторичном валу 4 будет больше, чем на промежуточном валу 5.

При включении прямой передачи крутящий момент передается непосредственно с первичного вала 1 на вторичный вал 4. При включении передачи заднего хода промежуточная шестерня 9 вводится в зацепление между шестернями 8 и 10. Вследствие этого вторичный вал 4 коробки передач вращается в сторону, противо-

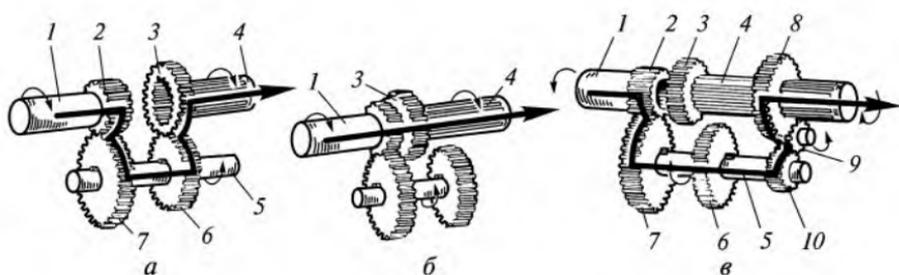


Рис. 3.9. Схема работы трехвальной коробки передач:

а, б — движение вперед; в — движение задним ходом; 1 — первичный вал; 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10 — шестерни; 4 — вторичный вал; 5 — промежуточный вал

положную вращению первичного вала 1, и обеспечивается движение автомобиля задним ходом.

Конструкция трехвальной коробки передач и число ее передач во многом зависит от типа автомобиля. Однако широкое применение получили четырех- и пятиступенчатые коробки передач на легковых и грузовых автомобилях и автобусах.

Конструкция коробки передач легковых автомобилей ВАЗ показана на рис. 3.10.

Коробка передач механическая, четырехступенчатая, трехходовая, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и неавтоматическая (с ручным управлением).

Коробка имеет четыре передачи для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) — косозубые, что уменьшает шум при работе коробки передач, имеют постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода — прямозубые. Передачи для движения вперед включаются с помощью синхронизаторов, а для движения назад — передвижением промежуточной шестерни заднего хода. Переключаются передачи с помощью рычага, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач.

В отлитом из алюминиевого сплава картере 22 коробки передач на подшипниках установлены первичный (ведущий) 1, вторичный (ведомый) 8 и промежуточный 21 валы. Первичный вал выполнен как одно целое с шестерней 3, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 23 промежуточного вала, представляющего собой блок шестерен. На вторичном валу свободно установлены шестерни 5, 6 и 9 соответственно III, II и I передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. На вторичном валу также жестко закреплены ступицы синхронизаторов 4 и 7 и шестерня 10 заднего хода. Промежуточная шестерня 16 заднего хода свободно установлена на оси 18. При включении I и II передач синхронизатор 7 соединяет соответственно шестерни 6 и 9 с вторичным валом коробки передач. При включении III и IV передач синхронизатор 4 соединяет соответственно шестерню 5 и первичный вал 1 с вторичным валом. Задний ход включается вилкой 15 путем введения в зацепление шестерни 16 с шестернями 17 и 10. Картер коробки передач закрывается крышками 2, 14 и 19. Под нижнюю 19 и заднюю 14 крышки установлены прокладки.

Синхронизатор состоит из ступицы 31, скользящей муфты 32, блокирующих колец 30 и пружин 29. Ступица синхронизатора закреплена на вторичном валу коробки передач. Она имеет наружные шлицы, на которых установлена скользящая муфта 32 с внутренними коническими поверхностями. Блокирующие кольца 30 имеют наружные конические поверхности и внутренние зубья со скосами. Блокирующие кольца постоянно отжимаются пружинами 29 к сколь-

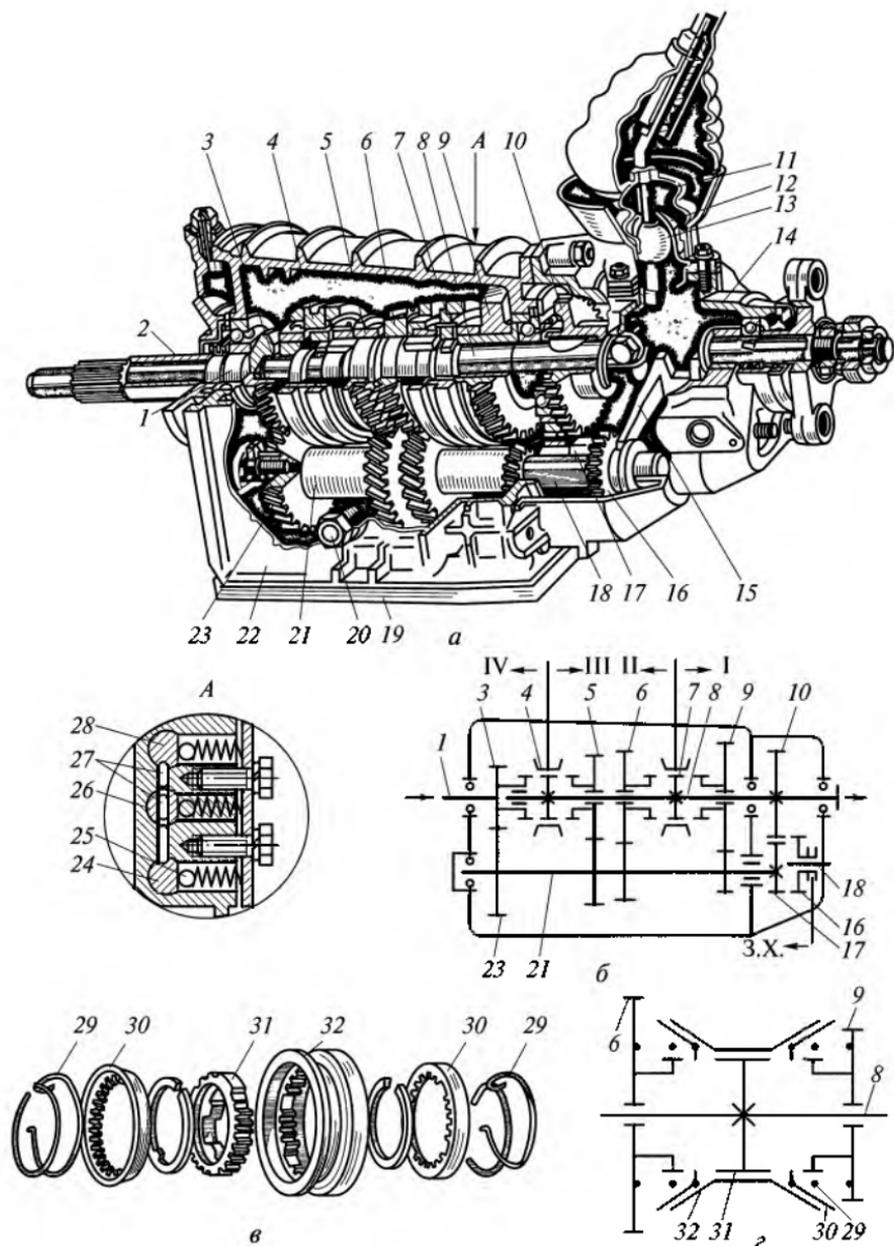


Рис. 3.10. Коробка передач легковых автомобилей ВАЗ:

а — общий вид; *б*, *г* — схемы коробки и синхронизатора; *в* — детали синхронизатора; 1 — первичный вал; 2, 12, 14, 19 — крышки; 3, 5, 6, 9, 10, 16, 17, 23 — шестерни; 4, 7 — синхронизаторы; 8 — вторичный вал; 11, 29 — пружины; 13 — рычаг; 15 — вилка; 18 — ось; 20 — пробка; 21 — промежуточный вал; 22 — картер; 24, 26, 28 — ползуны; 25 — фиксатор; 27 — замок; 30 — кольцо; 31 — ступица; 32 — муфта

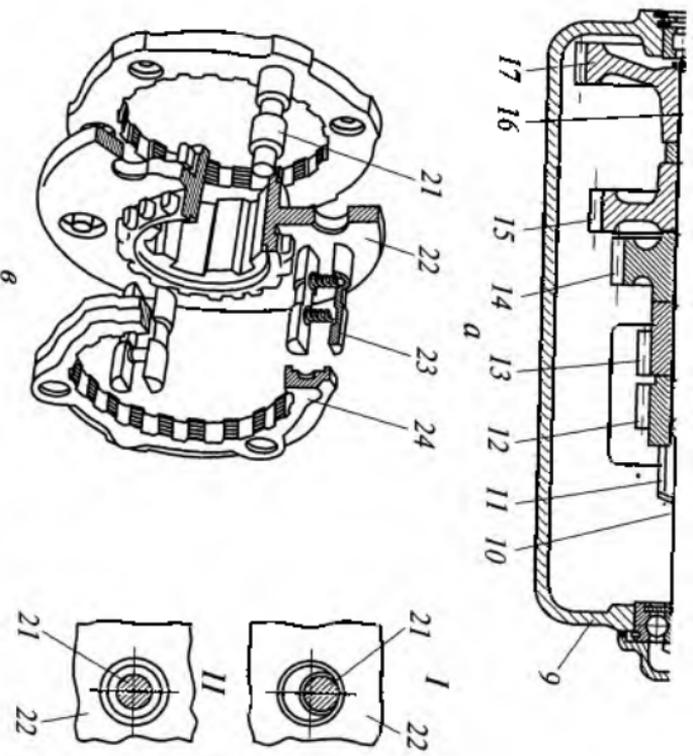
зашей муфте 32. Работа синхронизатора основана на использовании сил трения. Включение передачи возможно только после предварительного уравнивания угловых скоростей вторичного вала и шестерни включаемой передачи за счет трения между коническими поверхностями скользящей муфты 32 и блокирующего кольца 30. После этого зубья муфты входят в зацепление с зубчатым венцом синхронизатора, выполненным на шестерне; свободно вращающаяся шестерня на вторичном валу с помощью синхронизатора соединяется с вторичным валом, и передача включается.

Механизм переключения коробки передач включает в себя рычаг переключения 13, ползуны 24, 26 и 28 с вилками, шариковые фиксаторы 25 и замок 27. Рычаг 13 прижимается пружиной 11 к сферической поверхности крышки 12 шаровой опоры. Фигурный конец рычага при переключении передач входит в пазы вилок. Вилки, установленные на ползунах, входят в выточки скользящих муфт синхронизаторов 4 и 7 и промежуточной шестерни 16 заднего хода. Шариковые фиксаторы 25 удерживают ползуны в нейтральном и включенном положениях, а замок 27 исключает одновременное включение двух передач. Замок состоит из двух блокировочных сухарей и штифта между ними. При перемещении среднего ползуна 26 оба сухаря выходят из его углублений и запирают крайние ползуны 24 и 28, исключая их смещение. При перемещении одного из крайних ползунув сухарь выходит из его углубления, блокирует средний ползун и, действуя через штифт на другой сухарь, запирает также другой крайний ползун, что исключает включение двух передач одновременно.

Коробка передач крепится к заднему торцу картера сцепления. В нее через резьбовое отверстие с пробкой 20 заливают трансмиссионное масло. Внутренняя полость коробки передач через сапун сообщается с атмосферой. Масло из коробки передач сливается через резьбовое отверстие с пробкой, расположенное в нижней крышке 19.

Коробка передач грузовых автомобилей ЗИЛ представлена на рис. 3.11. Коробка трехвальная, пятиступенчатая, с синхронизаторами и с неавтоматическим непосредственным управлением. Высшая V передача в коробке передач — прямая.

В картере 9 коробки передач на подшипниках установлены три вала — первичный 1, вторичный 10 и промежуточный 16. Вместе с первичным валом изготовлена ведущая косозубая шестерня 2, соединенная с ведомой шестерней 17, которая закреплена на шпонке на промежуточном валу. Промежуточный вал 16 изготовлен совместно с ведущей прямозубой шестерней 11 I передачи. На нем также на шпонках установлены ведущие косозубые шестерни 12, 14 и 15 соответственно II, III и IV передач. Прямозубая шестерня 8 I передачи и заднего хода установлена подвижно на шлицах вторичного вала, а ведомые косозубые шестерни 7, 5 и 4



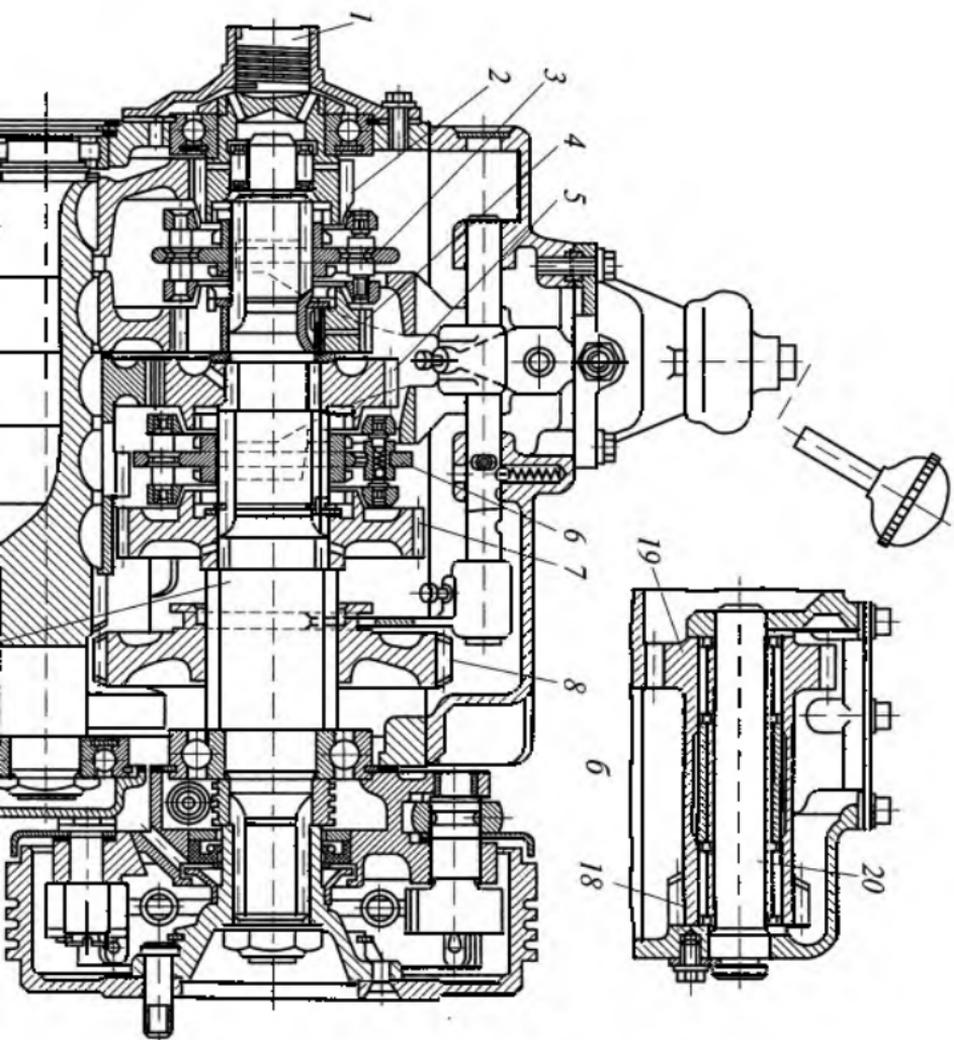


Рис. 3.11. Коробка передач грузовых автомобилей ЗИЛ:

a — общий вид; *b* — блок шестерен заднего хода; *в* — детали синхронизатора; 1 — первичный вал; 2, 4, 5, 7, 8, 11, 12, 13, 14, 15, 17, 18, 19 — шестерни; 3, 6 — синхронизаторы; 9 — картер; 10 — вторичный вал; 16 — промежуточный вал; 20 — ось; 21, 23 — блокирующий и фиксирующий пальцы соответственно; 22 — муфта; 24 — кольцо; I, II — положения блокирующего пальца относительно отверстия муфты синхронизатора при переключении передач

соответственно II, III и IV передач установлены свободно и находятся в постоянном зацеплении с ведущими шестернями 12, 14 и 15. На вторичном валу на шлицах установлены синхронизаторы 6 и 3 для включения соответственно II и III, IV и V передач.

Синхронизатор неразборный и состоит из муфты 22 с внутренними шлицами и с двумя наружными зубчатыми венцами, двух бронзовых колец 24 с внутренними коническими поверхностями, трех блокирующих пальцев 21 с выточками по середине и трех фиксирующих разрезных пальцев 23 с пружинами и выточками в средней части. Во фланце муфты 22 выполнены шесть отверстий, через три из которых проходят блокирующие пальцы, жестко соединяющие бронзовые кольца. Через остальные три отверстия проходят фиксирующие пальцы, удерживающие в среднем положении бронзовые кольца относительно муфты.

При включении передачи муфта 22 передвигается по шлицам вторичного вала 10 и через фиксирующие пальцы 23 перемещает бронзовые кольца 24 к ведомой шестерне включаемой передачи, свободно вращающейся на вторичном валу. При соприкосновении конических поверхностей бронзового кольца и шестерни кольца поворачиваются относительно муфты вместе с блокирующими пальцами. При этом пальцы смещаются относительно центров отверстий (положение I), упираются выточками в края отверстий и препятствуют дальнейшему передвижению муфты и, следовательно, включению передачи. При дальнейшем увеличении силы сжатия конических поверхностей бронзового кольца и шестерни увеличивается трение между ними и выравниваются их скорости вращения. При этом кольца с блокирующими пальцами возвращаются в исходное положение относительно муфты (положение II). Муфта свободно передвигается, ее наружный зубчатый венец входит в зацепление с внутренним зубчатым венцом шестерни включаемой передачи, и происходит бесшумное включение передачи. При выключении передачи муфта передвигается в исходное положение относительно бронзовых колец, в результате чего зубчатые венцы муфты и шестерни включенной передачи оказываются разъединенными.

При включении I передачи шестерня 8 вводится в зацепление с шестерней 11, а для включения заднего хода — с шестерней 18 блока шестерен заднего хода, шестерня 19 которого находится в

постоянном зацеплении с шестерней 13. В этом случае вторичный вал вращается в обратном направлении. Блок шестерен заднего хода установлен на оси 20 на игольчатых подшипниках.

Механизм переключения передач находится в крышке коробки передач. Он состоит из рычага, трех ползунов с вилками, трех шариковых фиксаторов с пружинами, шарикового замка со штифтом и плунжерного предохранителя с пружиной. Фиксаторы исключают самопроизвольное выключение передач, замок — одновременное включение двух передач, а предохранитель — ошибочное включение заднего хода при включении I передачи.

На рис. 3.12 представлена коробка передач грузовых автомобилей МАЗ. Коробка передач — трехвальная, пятиступенчатая, с синхронизаторами и с неавтоматическим дистанционным управлением. Высшая V передача в коробке передач повышающая, а IV передача прямая. Повышающая передача используется при движении по хорошим дорогам, а также при движении автомобиля с неполной нагрузкой. При этом уменьшается расход топлива и увеличивается долговечность двигателя, так как на повышающей передаче обеспечивается работа двигателя с меньшей частотой вращения коленчатого вала.

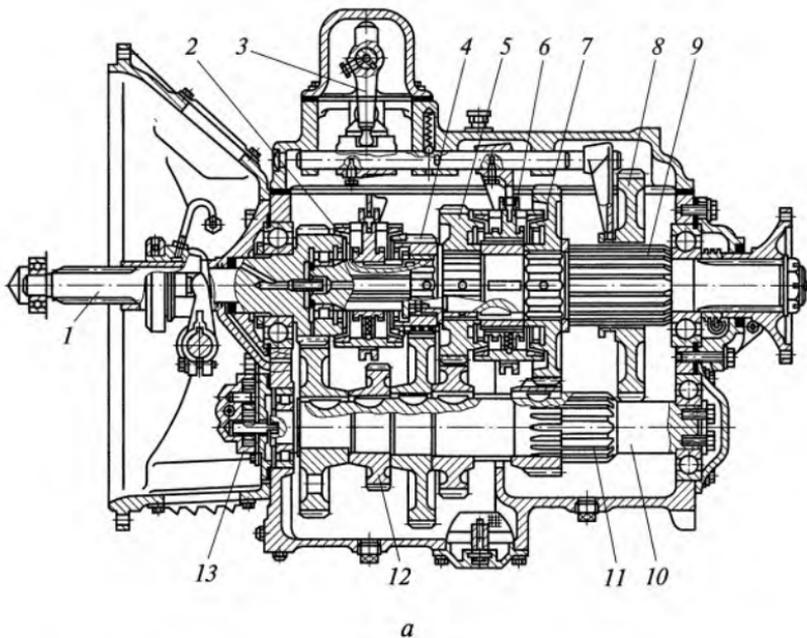
Первичный вал 1 выполнен вместе с шестерней постоянного зацепления, а промежуточный вал 10 с шестерней 11 — I передачи. Остальные шестерни, в том числе и шестерни 12 отбора мощности, на промежуточном валу закреплены при помощи шпонок.

На вторичном валу установлены шестерни 8 — I передачи и заднего хода, 7, 5 и 4 — соответственно II, III и IV передач, а также синхронизаторы 2 и 6. Внутри вторичного вала выполнен осевой канал, в который поступает масло для смазывания втулок свободно установленных на валу шестерен II, III и V передач. Масло в канал нагнетается шестеренным насосом 13, который приводится от промежуточного вала. Все шестерни коробки передач, кроме шестерни I передачи и заднего хода, косозубые и находятся в постоянном зацеплении. Шестерни I передачи и заднего хода — прямозубые.

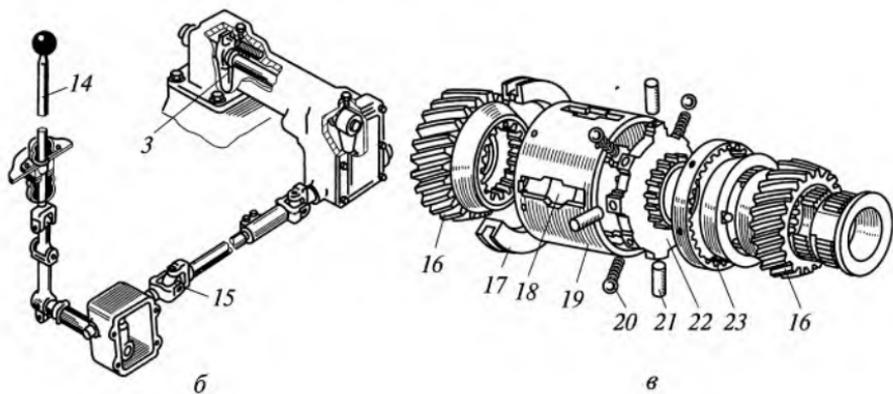
При включении I передачи шестерня 8 вводится в зацепление с шестерней 11 промежуточного вала, а при включении заднего хода — с блоком шестерен заднего хода, установленным в картере коробки передач на оси на игольчатых подшипниках. Включение II и III передач осуществляется синхронизатором 6, а IV и V передач — синхронизатором 2.

Синхронизаторы имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами. Синхронизатор II и III передач больше синхронизатора IV и V передач.

Синхронизатор состоит из муфты 22 и корпуса 19. Муфта имеет внутренние шлицы, два наружных зубчатых венца и выступы, в которых размещаются шариковые фиксаторы 20 с пружинами и



a



б

в

Рис. 3.12. Коробка передач грузовых автомобилей МАЗ:

a — общий вид; *б* — привод; *в* — детали синхронизатора; 1, 9, 10 — первичный, вторичный и промежуточный валы соответственно; 2, 6 — синхронизаторы; 3, 14 — рычаги; 4, 5, 7, 8, 11, 12, 16 — шестерни; 13 — насос; 15 — шарнир; 17, 23 — кольца; 18 — прорезь; 19 — корпус; 20 — фиксатор; 21 — штифт; 22 — муфта

штифты 21. Корпус имеет фигурные прорези 18 и внутри его с обоих концов запрессованы бронзовые конические кольца 23. Муфта находится внутри корпуса и соединяется с ним шариковыми фиксаторами, а ее выступы проходят через фигурные прорези. Штифтами муфта соединена с кольцом 17, связанным свилкой переключения. Шестерни 16 передач, включаемых синхрони-

затором, имеют наружные конусные поверхности и внутренние зубчатые венцы, соответствующие наружным зубчатым венцам муфты синхронизатора.

При переключении передачи передвигается муфта 22 и вместе с ней корпус 19 синхронизатора. Конусной поверхностью кольцо 23 прижимается к конусной поверхности шестерни 16, свободно вращающейся на вторичном валу. От трения, возникающего между поверхностями, корпус повернется на некоторый угол и его выступы упрутся в края фигурных прорезей, препятствуя передвижению муфты. После выравнивания скоростей вращения муфты и шестерни корпус повернется в исходное положение, не препятствуя продвижению муфты. При дальнейшем перемещении муфты ее зубчатый венец войдет в зацепление с зубчатым венцом шестерни и передача будет бесшумно включена. Выключение передачи производится передвижением муфты в исходное положение относительно корпуса синхронизатора, вследствие чего зубчатые венцы муфты и шестерни включенной передачи разъединяются.

Управление коробкой передач неавтоматическое дистанционное. Рычаг переключения передач 14 соединяется с коробкой передач механическим приводом, включающем тяги, валики и карданные шарниры 15. Привод соединен с рычагом 3 механизма переключения, находящегося в крышке коробки передач. Конец рычага входит в пазы головок ползунов с вилками переключения. Механизм переключения также включает в себя пружинные шариковые фиксаторы, плунжерный замок со штифтом и пружинный предохранитель. Фиксаторы исключают самопроизвольное выключение передач, замок — одновременное включение двух передач, а предохранитель — ошибочное включение заднего хода при включении I передачи.

3.6. Многовальные коробки передач

Многовальные коробки передач применяются для получения большого числа передач — от 8 до 24. Они представляют собой четырех-, пяти- или шестиступенчатые трехвальные коробки передач со встроенными или совмещенными дополнительными коробками передач (редукторами). При этом дополнительная коробка передач может быть повышающей или понижающей.

Повышающая коробка передач называется делителем или мультипликатором. Делитель устанавливается перед коробкой передач и увеличивает число передач в два раза. Обычно он имеет две передачи — прямую с передаточным числом $u_d = 1$ и повышающую с передаточным числом $u_d < 1$. Делитель не увеличивает передаточные числа коробки передач, а только уменьшает разрыв между

передаточными числами соседних передач, увеличивая на 20... 25 % диапазон передач (рис. 3.13, а).

Понижающая коробка передач называется демультипликатором. Демультипликатор устанавливается за коробкой передач. Он имеет две или три передачи — прямую с $u_d = 1$ и понижающие с $u_d > 1$. Демультипликатор увеличивает число передач в 2—3 раза и передаточные числа коробки передач, значительно расширяя их диапазон (рис. 3.13, б).

Многовальные коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности, а также на автомобилях-тягачах, работающих с прицепами и полуприцепами.

На рис. 3.14 представлена конструкция коробки передач грузовых автомобилей КамАЗ. Коробка передач пятивальная, десятиступенчатая, синхронизированная, с делителем и с неавтоматическим дистанционным управлением.

Коробка передач состоит из двух частей — основной пятиступенчатой коробки передач и делителя. Делитель выполнен в отдельном картере 12 с картером сцепления и прикреплен к картеру 10 коробки передач. В картере 10 основной коробки передач размещены первичный 3, вторичный 8 и промежуточный 9 валы. Косозубые шестерни коробки передач находятся в постоянном зацеплении. Включение IV и V, а также II и III передач производится соответственно синхронизаторами 5 и 6. Включение первой передачи и заднего хода осуществляется зубчатой муфтой 7. Синхронизаторы имеют конструкцию, аналогичную синхронизаторам грузовых автомобилей ЗИЛ (см. рис. 3.11).

Делитель имеет ведущий 1 и промежуточный 11 валы, две шестерни 2 и 13 постоянного зацепления и зубчатую муфту с синх-

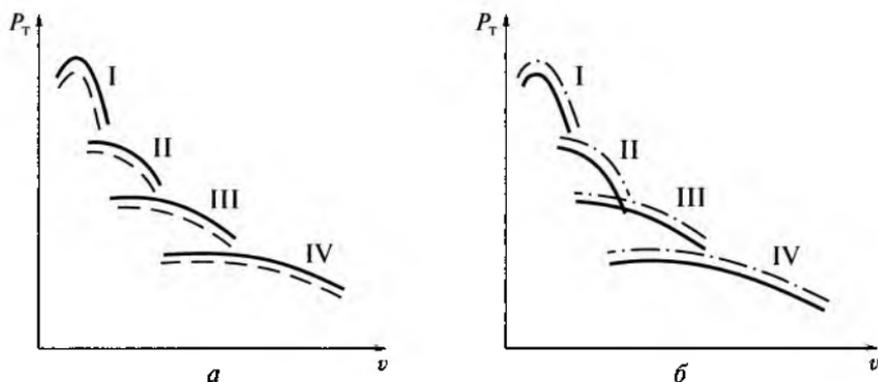


Рис. 3.13. Тяговые характеристики автомобилей с дополнительными коробками передач:

а — с делителем; б — с демультипликатором; I—IV — передачи; — — — — включена повышающая передача; — · — — — включена понижающая передача

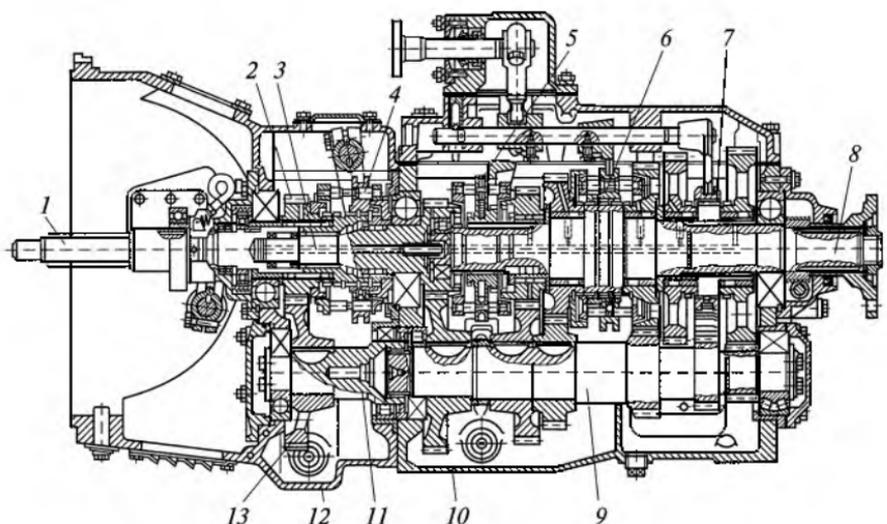


Рис. 3.14. Коробка передач грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — ведущий вал; 2, 13 — шестерни; 3 — первичный вал; 4, 5, 6 — синхронизаторы; 7 — муфта; 8 — вторичный вал; 9, 11 — промежуточные валы; 10, 12 — картеры

ронизатором 4 для включения прямой и повышающей передачи с передаточными числами соответственно $u_d = 1$ и $u_d = 0,815$. Промежуточный вал 11 делителя соединен шлицами с промежуточным валом 9 коробки передач. Шестерня 2 установлена свободно на ведущем вале и вращается относительно вала.

При включении прямой передачи ведущий вал 1 делителя и первичный вал 3 коробки передач жестко соединяются напрямую с помощью зубчатой муфты. При этом крутящий момент, передаваемый от двигателя к коробке передач, не изменяется. При включении повышающей передачи шестерня 2 фиксируется синхронизатором на ведущем валу 1 делителя. В этом случае крутящий момент двигателя передается с шестерни 2 на шестерню 13 промежуточного вала и далее на промежуточный вал 9 коробки передач. При этом уменьшается передаваемый крутящий момент и увеличивается скорость движения. Это обеспечивает работу автомобиля при небольших нагрузках с высокой скоростью движения, что способствует экономии топлива.

Размещение делителя в отдельном картере позволяет использовать основную коробку передач и без делителя на самосвалах и других автомобилях, где это целесообразно. При установке делителя отдельные детали основной коробки передач заменяются (первичный вал и др.).

Механизм переключения передач основной коробки передач имеет дистанционный механический привод управления. В привод

(рис. 3.15) входят рычаг 1 переключения, передняя 2 и промежуточная 4 тяги, рычаг 3 передней тяги и шток с рычагом 5 механизма переключения передач, который находится в крышке 6 коробки передач.

Механизм переключения делителя имеет пневматический привод. Привод состоит из переключателя 7, находящегося на рычаге 1 коробки передач, редукционного клапана 10, пневмоцилиндра 13, воздухораспределителя 9, клапана 11 включения делителя, крана 8 и трубопроводов.

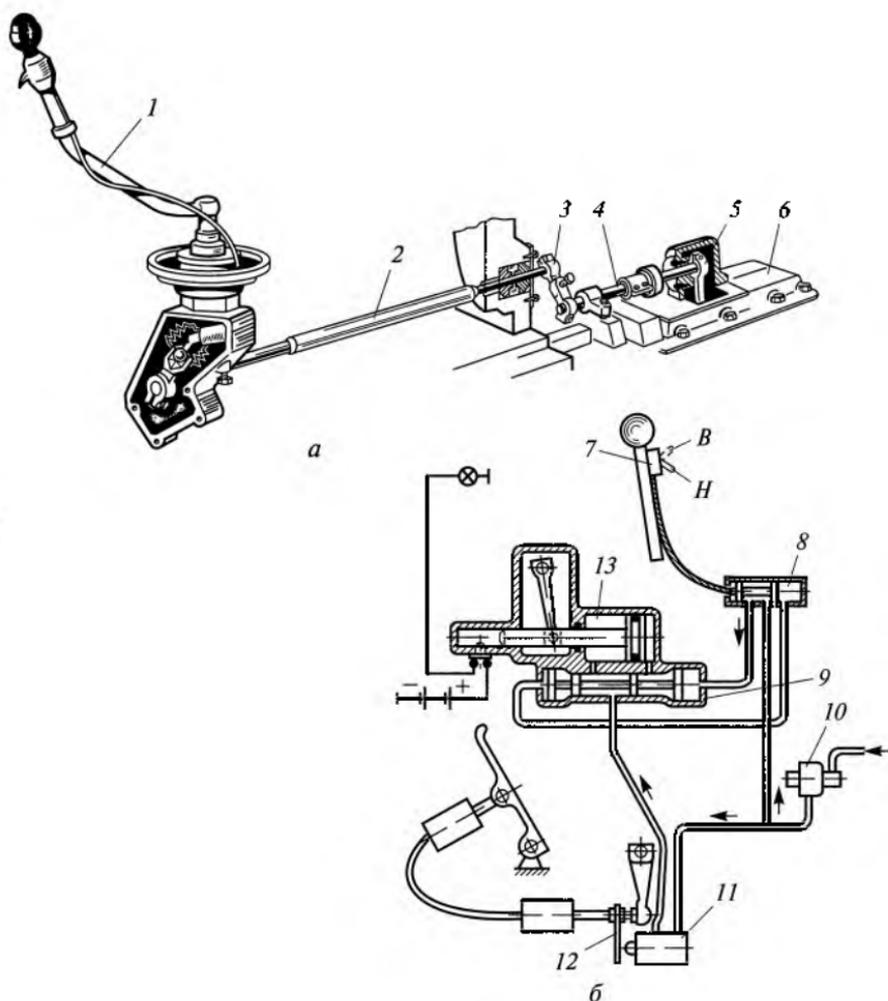


Рис. 3.15. Приводы переключения коробки передач (а) и делителя (б) грузовых автомобилей КамАЗ:

1, 3, 5 — рычаги; 2, 4 — тяги; 6 — крышка; 7 — переключатель; 8 — кран; 9 — воздухораспределитель; 10, 11 — клапаны; 12 — упор; 13 — пневмоцилиндр

При установке переключателя в положение *H* (низшая) или *B* (высшая) передача золотник крана *8* перемещается тросом. Сжатый воздух от редукционного клапана *10* поступает в соответствующую полость воздухораспределителя *9*, устанавливая при этом его золотник в необходимое положение. При выключении сцепления упор *12*, установленный на толкателе рычага выключения сцепления, открывает клапан *11* и сжатый воздух проходит в воздухораспределитель *9* и далее в нужную полость пневмоцилиндра *13*, перемещая его поршень и выключая передачи в делителе. Следовательно, переключатель можно включать заранее, однако переключение передач в делителе произойдет только при выключении сцепления. Такое полуавтоматическое переключение передач делителя значительно облегчает его применение.

Многовальная коробка передач (рис. 3.16, *a*) грузовых автомобилей ЗИЛ состоит из основной коробки передач и демультипликатора. Она имеет восемь основных передач для движения вперед (VIII передача прямая с $u_k = 1$), дополнительную «ползущую» передачу ($u_k = 1,4$) и передачу заднего хода.

Такое число передач позволяет изменять крутящий момент двигателя в широком диапазоне и выбирать наиболее экономичный режим движения автомобиля.

В картере *30* основной коробки передач на подшипниках установлены первичный *1*, вторичный *29* и промежуточный *28* валы.

Первичный вал выполнен вместе с косозубой шестерней, которая находится в постоянном зацеплении с шестерней *31* привода промежуточного вала. На вторичном вале шестерни всех передач установлены на роликовых подшипниках и свободно вращаются относительно вала.

Промежуточный вал изготовлен за одно целое с прямозубыми шестернями *20* «ползущей» передачи и *23* заднего хода. Косозубые шестерни остальных передач напрессованы на промежуточный вал.

Все шестерни коробки передач находятся в постоянном зацеплении.

Для включения передач с I по VIII служат синхронизаторы *25* и *32*, а для включения «ползущей» передачи и заднего хода — муфта *21*. Они установлены на шлицах вторичного вала.

Конструкция синхронизаторов и их работа аналогичны синхронизаторам пятиступенчатой коробки передач грузовых автомобилей ЗИЛ (см. рис. 3.11), которая была рассмотрена ранее. Однако эти синхронизаторы имеют шесть, а не три блокирующих пальцев.

Механизм переключения коробки передач находится в отдельном корпусе, который прикреплен к крышке коробки передач. В механизм входят (рис. 3.16, *b*) рычаг *33* переключения передач, рычаг *4* включения передач, серьга *34* и вал *35*. Рычаг включения

передач закреплен на валу 35, а рычаг 33 переключения передач связан с валом шарнирно. Пружинный демпфер 37 предназначен для фиксации его промежуточных ходов.

При перемещении рычага 33 вперед или назад серьга 34 вместе с валом 35 поворачиваются. При этом рычаг 4 включения своим нижним концом перемещает тот ползун механизма переключения передач, в пазе головки которого он находится.

На ползунах 2 закреплены вилки 8 переключения передач, с помощью которых перемещаются по шлицам вторичного вала каретки синхронизаторов 25, 32 и муфта 21.

В нейтральном положении рычага 33 рычаг 4 находится в среднем фиксированном положении и его нижний конец входит в паз головки ползуна I — III и IV передач.

При перемещении рычага 33 из нейтрального положения влево рычаг 4 перемещается вправо и его нижний конец входит в паз головки ползуна включения I и II передач, а при дальнейшем перемещении — в паз головки «ползущей» передачи и передачи заднего хода.

При перемещении рычага 33 вправо рычаг 4 перемещается влево и его нижний конец последовательно входит в пазы головок ползунов I, II, III и IV передач, которые при включении прямой передачи ($u_k = 1$) в демультипликаторе преобразуются соответственно в V, VI, VII и VIII передачи.

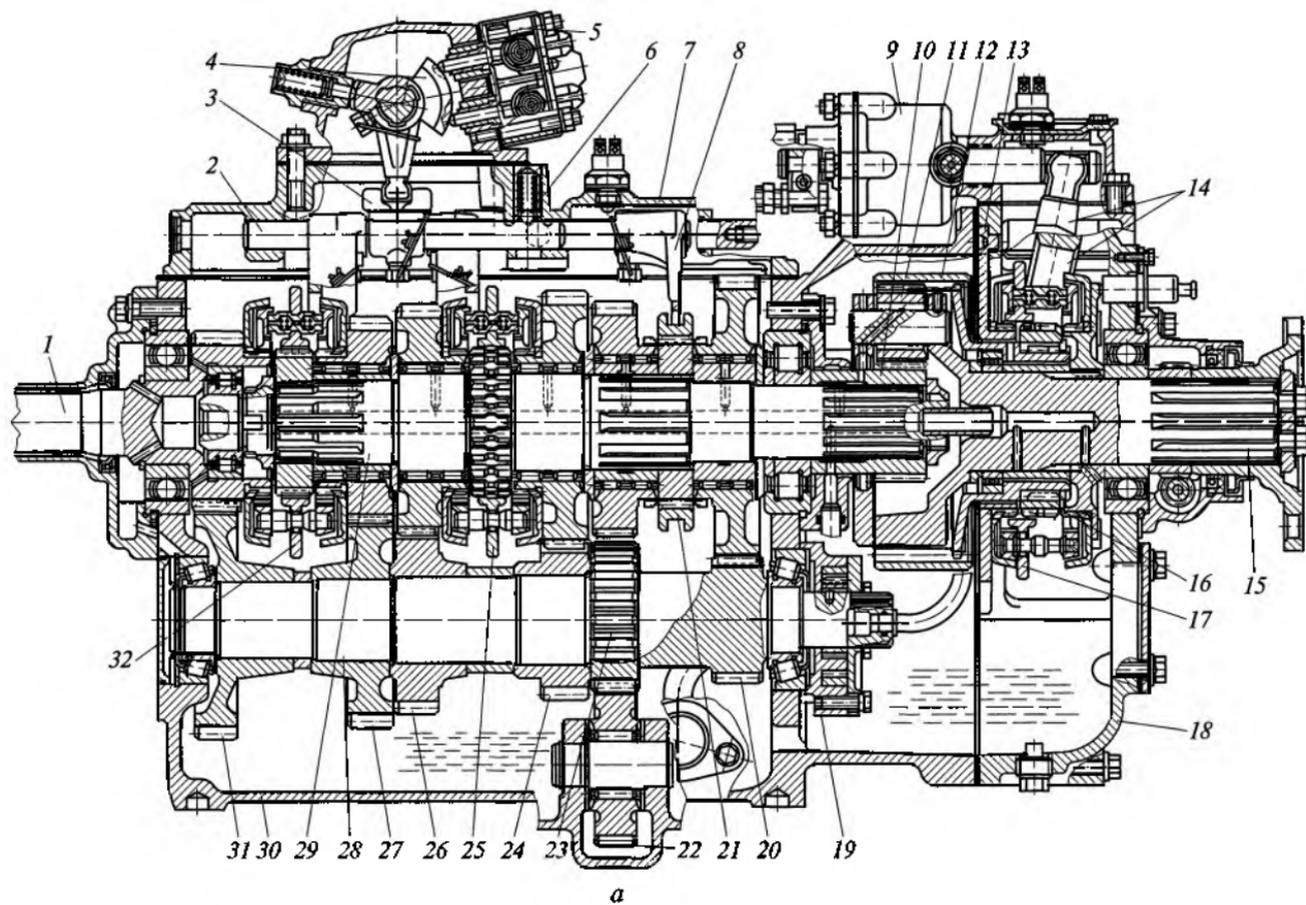
Механизм включения передач размещен в крышке 7 коробки передач и состоит из трех ползунов 2 с вилками, головок 3 ползунов, трех шариковых фиксаторов 6 с пружинами и замочного устройства, состоящего из двух пар шариков и штифта между ними. Фиксаторы исключают самопроизвольное выключение передач, а замочное устройство — одновременное включение двух и более передач.

Демультипликатор размещен в отдельном картере 18, прикрепленном сзади к картеру 30 коробки передач. Он представляет собой двухступенчатый планетарный редуктор и имеет две передачи — прямую ($u_d = 1$) и понижающую ($u_d = 3,3$).

Демультипликатор включает в себя вал 15 с сателлитами 11 и их осями, солнечную шестерню 10, коронную шестерню 12 со ступицей, блокировочный диск 13 и синхронизатор 17.

Вал демультипликатора установлен на шариковом подшипнике и через сателлиты связан с солнечной и коронной шестернями. Для включения передач демультипликатора на валу 15 размещен синхронизатор 17, конструкция и работа которого аналогична синхронизаторам 25 и 32 коробки передач. Солнечная шестерня 10 установлена на шлицевом конце вторичного вала 29 коробки передач.

Механизм переключения передач демультипликатора состоит из вилки 14, вала вилки и рычага вала. Привод механизма пере-



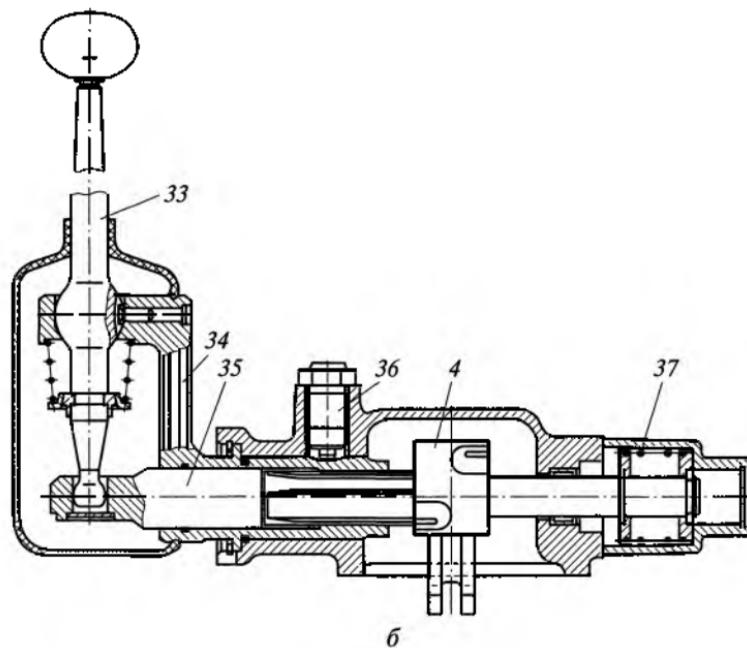


Рис. 3.16. Коробка передач с демультипликатором грузовых автомобилей ЗИЛ:

a — общий вид; *б* — механизм переключения; 1, 15, 28, 29, 35 — валы коробки; 2 — ползун; 3 — головка; 4, 33 — рычаги; 5 — блок клапанов; 6, 36 — фиксаторы; 7 — крышка; 8, 14 — вилки; 9 — пневмоцилиндр; 10 — солнечная шестерня; 11 — сателлит; 12 — коронная шестерня; 13 — блокировочный диск; 16 — втулка шлицевая; 17, 25, 32 — синхронизаторы; 18, 30 — картеры; 19 — насос; 20, 23 — шестерни передач «ползушей» и заднего хода; 21 — муфта; 22 — промежуточная шестерня заднего хода; 24 — шестерня I и V передач; 26 — шестерня II и VI передач; 27 — шестерня III и VII передач; 31 — шестерня привода; 34 — серьга; 37 — демпфер

ключения пневматический. В привод входят блок клапанов 5, пневматический цилиндр 9 и соединительные шланги.

Блок клапанов имеет два клапана, которые работают последовательно. Сжатый воздух к блоку подводится из пневмосистемы автомобиля.

При включении «ползушей», I, II, III, IV передач и заднего хода сжатый воздух поступает в пневмоцилиндр 9, включая низшую передачу демультипликатора. При включении V, VI, VII и VIII передач поступивший в пневмоцилиндр сжатый воздух включает в демультипликаторе прямую передачу.

Детали коробки передач и демультипликатора смазываются маслом, наливаемым в их картеры. Масляный насос 19 под давлением подает масло к подшипникам коробки передач и демультипликатора. Остальные их детали смазываются разбрызгиванием масла и масляным туманом.

3.7. Гидромеханические коробки передач

Основным неудобством при использовании механических ступенчатых коробок передач является то, что водителю для переключения передач постоянно приходится нажимать на педаль сцепления и перемещать рычаг переключения передач. Это требует от него затрат значительных физических сил, особенно в условиях городского движения или при управлении автомобилем, работающим с частыми остановками. Для устранения таких неудобств и облегчения работы водителя на легковых, грузовых автомобилях и автобусах все более широкое применение получают гидромеханические коробки передач. Они выполняют одновременно функции сцепления и коробки передач с автоматическим или полуавтоматическим переключением передач. При гидромеханической коробке передач управление движением автомобиля осуществляется педалью подачи топлива и при необходимости тормозной педалью.

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидротрансформатора и механической коробки передач. При этом механическая коробка передач может быть двух-, трех- или многовальнoй, а также планетарной.

Гидротрансформатор (рис. 3.17) представляет собой гидравлический механизм, который размещен между двигателем и механической коробкой передач. Он состоит из трех колес с лопатками: насосного (ведущего), турбинного (ведомого) и реактора. Насосное колесо 3 закреплено на маховике 1 двигателя и образует корпус гидротрансформатора, внутри которого размещены турбинное колесо 2, соединенное с первичным валом 5 коробки передач, и реактор 4, установленный на роликовой муфте 6 свобод-

ного хода. Внутренняя полость гидротрансформатора на $3/4$ своего объема заполнена специальным маслом малой вязкости.

При работающем двигателе насосное колесо вращается вместе с маховиком двигателя. Масло под действием центробежной силы поступает к наружной части насосного колеса, воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение. Из турбинного колеса масло поступает в реактор, который обеспечивает плавный и безударный вход жидкости в насосное колесо и существенное увеличение крутящего момента. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому кругу и обеспечивается передача крутящего момента в гидротрансформаторе.

Характерной особенностью гидротрансформатора является увеличение крутящего момента при его передаче от двигателя к первичному валу коробки передач. Наибольшее увеличение крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора получается при трогании автомобиля с места. В этом случае реактор неподвижен, так как заторможен муфтой свободного хода. По мере разгона автомобиля увеличивается скорость вращения насосного и турбинного колес. При этом муфта свободного хода расклинивается, и реактор начинает вращаться с увеличивающейся скоростью, оказывая все меньшее влияние на передаваемый крутящий момент. После достижения реактором максимальной скорости вращения гидротрансформатор перестает изменять крутящий момент и переходит на режим работы гидромуфты. Таким образом происходит плавный разгон автомобиля и бесступенчатое изменение крутящего момента.

Гидротрансформатор автоматически устанавливает необходимое передаточное число между коленчатым валом двигателя и ве-

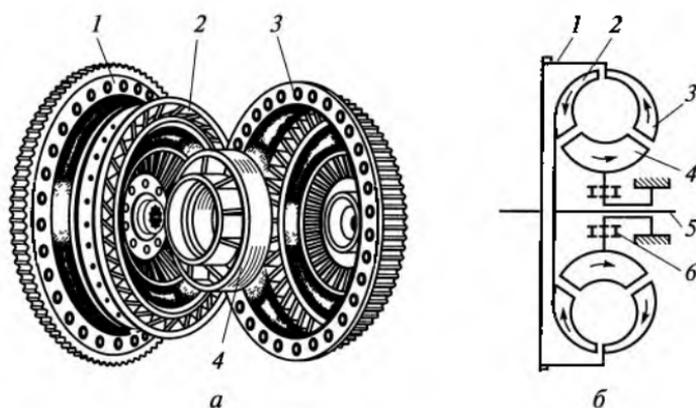


Рис. 3.17. Гидротрансформатор:

a — детали гидротрансформатора; *б* — схема; 1 — маховик; 2 — турбинное колесо; 3 — насосное колесо; 4 — реактор; 5 — вал; 6 — муфта

душими колесами автомобиля. Это обеспечивается следующим образом: с уменьшением скорости вращения ведущих колес автомобиля при возрастании сопротивления движению возрастает динамический напор жидкости от насоса на турбину, что приводит к росту крутящего момента на турбине и, следовательно, на ведущих колесах автомобиля.

Имея небольшие размеры и массу, гидротрансформатор обеспечивает:

плавное трогание автомобиля с места и отсутствие рывков;

гашение крутильных колебаний и снижение ударных нагрузок в трансмиссии автомобиля, в результате чего долговечность двигателя и трансмиссии увеличиваются почти в два раза;

повышение проходимости автомобиля в тяжелых дорожных условиях в результате непрерывного подвода мощности и крутящего момента к ведущим колесам и достижения минимальной устойчивой скорости движения (1,5 км/ч);

легкость управления автомобилем и повышение безопасности движения благодаря меньшей утомляемости водителя.

Однако гидротрансформатор имеет и недостатки:

более низкий КПД, чем у ступенчатых коробок передач, вследствие чего несколько снижаются тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля;

сложную конструкцию и высокую стоимость.

Кроме того, гидротрансформатор невозможно использовать на автомобиле в качестве самостоятельного (автономного) механизма вследствие небольшого диапазона передач ($D = 2 \dots 3$).

Свойства гидротрансформатора оцениваются его безразмерной характеристикой, которая представлена на рис. 3.18 (штриховыми линиями показана для сравнения характеристика гидромолоты).

Безразмерная характеристика представляет собой зависимость коэффициента полезного действия $\eta_{ГТ}$, коэффициента трансформации $k_{ГТ}$ и коэффициента крутящего момента насоса λ_n от передаточного отношения гидротрансформатора $i_{ГТ}$.

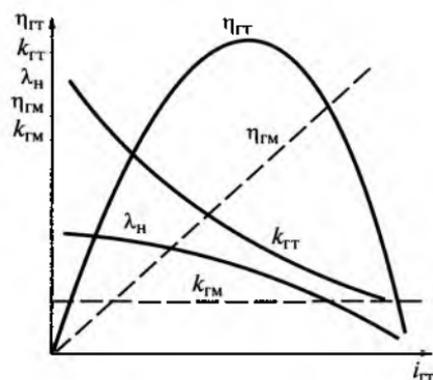


Рис. 3.18. Безразмерная характеристика гидротрансформатора

Безразмерная характеристика гидротрансформатора определяется экспериментально. При этом коэффициенты полезного действия, трансформации и крутящего момента насоса используют в безразмерном виде.

Режим работы гидротрансформатора определяется его передаточным отношением

$$i_{\text{гт}} = \frac{\omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{н}}},$$

где $\omega_{\text{т}}$ — угловая скорость турбины; $\omega_{\text{н}}$ — угловая скорость насоса.

Коэффициент трансформации характеризует степень увеличения крутящего момента, передаваемого гидротрансформатором:

$$k_{\text{гт}} = \frac{M_{\text{т}}}{M_{\text{н}}}.$$

В указанном выражении $M_{\text{т}} = \lambda_{\text{т}} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{т}}^2 D_{\text{гт}}^5$ — крутящий момент на валу турбины; $M_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{н}}^2 D_{\text{гт}}^5$ — крутящий момент на валу насоса, где $D_{\text{гт}}$ — активный (наибольший) диаметр гидротрансформатора; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости (масла) в гидротрансформаторе; $\lambda_{\text{н}}$ — коэффициент крутящего момента насоса; $\lambda_{\text{т}}$ — коэффициент крутящего момента турбины.

Для гидромолоты коэффициент трансформации $k_{\text{гт}} = 1$, так как крутящие моменты на валах насоса и турбины равны ($M_{\text{н}} = M_{\text{т}}$).

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора характеризует его энергетические свойства:

$$\eta_{\text{гт}} = \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{т}} \omega_{\text{т}}}{M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}} = k_{\text{гт}} i_{\text{гт}},$$

где $N_{\text{н}}$ — мощность, подводимая к насосу; $N_{\text{т}}$ — мощность, подводимая к турбине.

Основным недостатком гидротрансформаторов является то, что они имеют значительно меньший КПД, чем ступенчатые механические коробки передач. Так, наибольшие значения КПД гидротрансформатора ($\eta_{\text{гт}} = 0,85 \dots 0,92$) достигаются только при оптимальном передаточном отношении ($i_{\text{гт}} = 0,7 \dots 0,8$). При других передаточных отношениях, больших или меньших оптимального, КПД гидротрансформатора быстро уменьшается (см. рис. 3.18).

Коэффициент полезного действия гидромолоты

$$\eta_{\text{гт}} = \frac{\omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{н}}} = i_{\text{гт}}.$$

Следовательно, при возрастании угловой скорости турбины КПД гидромолоты увеличивается прямо пропорционально ее передаточному отношению (см. рис. 3.18).

Коэффициент крутящего момента насоса гидротрансформатора определяет прозрачность гидротрансформатора, т.е. его свойство изменять нагрузку на валу насоса в зависимости от нагрузки на валу турбины.

Гидротрансформаторы могут быть прозрачными и непрозрачными.

При применении непрозрачного гидротрансформатора изменение сопротивления движению автомобиля не влияет на режим работы двигателя, т.е. $\lambda_n = \text{const}$. Режим работы двигателя в этом случае зависит только от качества горючей смеси, поступающей в его цилиндры.

У непрозрачного гидротрансформатора коэффициент трансформации $k_{\pi} = 3 \dots 4$, т.е. передаваемый крутящий момент увеличивается в 3—4 раза. Это является преимуществом непрозрачных гидротрансформаторов, вследствие чего они и получили широкое применение на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и на автобусах.

При использовании прозрачного гидротрансформатора изменение сопротивления движению автомобиля вызывает изменение режима работы двигателя даже при постоянном количестве горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, т.е. $\lambda_n \neq \text{const}$. При увеличении сопротивления движению угловая скорость насоса прозрачного гидротрансформатора ω_n и, следовательно, угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_c автоматически уменьшаются, а момент двигателя увеличивается. При уменьшении сопротивления движению угловая скорость коленчатого вала и скорость движения автомобиля с прозрачным гидротрансформатором автоматически увеличиваются.

У прозрачных гидротрансформаторов коэффициент трансформации $k_{\pi} = 2,2 \dots 3,0$, т.е. передаваемый крутящий момент увеличивается в 2—3 раза. Поэтому прозрачные гидротрансформаторы получили большее распространение на легковых автомобилях.

Степень прозрачности гидротрансформатора характеризуется следующим отношением:

$$\Pi = \frac{\lambda_{n \max}}{\lambda'_n},$$

где $\lambda_{n \max}$ — максимальное значение коэффициента крутящего момента насоса; λ'_n — значение коэффициента крутящего момента насоса при $k_{\pi} = 1$.

Если $\Pi = 1,0 \dots 1,2$, то гидротрансформатор непрозрачный, если $\Pi > 1,2$, то гидротрансформатор прозрачный.

Гидромуфта и ступенчатая механическая коробка передач являются прозрачными, так как полностью передают на коленчатый вал двигателя момент сопротивления, приложенный к трансмиссии.

Влияние гидротрансформатора на тягово-скоростные свойства автомобиля иллюстрирует рис. 3.19, на котором представлены тяговая и динамическая характеристики, а также графики ускорения автомобиля с гидротрансформатором. Для сравнения штриховыми линиями показаны тяговая и динамическая характеристики и графики ускорения автомобиля со ступенчатой механической коробкой передач.

Из рис. 3.19 видно, что значения тяговой силы на ведущих колесах, динамического фактора по тяге и ускорений разгона автомобиля с гидротрансформатором несколько меньше, чем у автомобиля с механической коробкой передач. Это объясняется тем, что КПД гидротрансформатора непостоянен и имеет малое значение в большом диапазоне угловых скоростей, т. е. его средний КПД меньше, чем у механической коробки передач.

Таким образом, тягово-скоростные свойства автомобиля с гидротрансформатором несколько хуже, чем у автомобиля с механической коробкой передач.

Влияние гидротрансформатора на топливную экономичность автомобиля иллюстрирует рис. 3.20, на котором приведена топ-

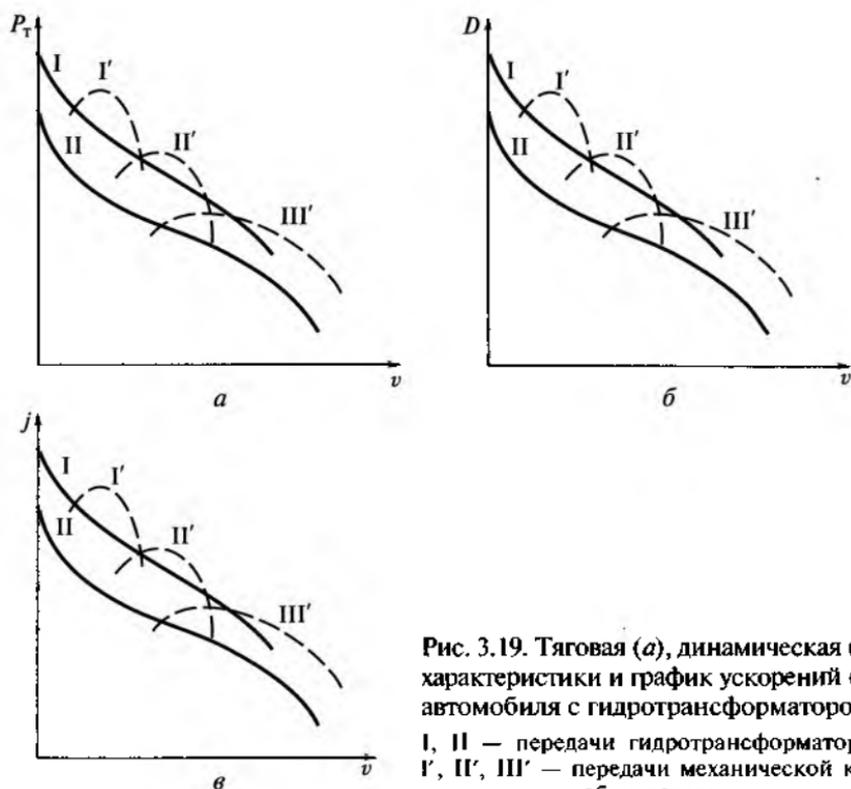


Рис. 3.19. Тяговая (а), динамическая (б) характеристики и график ускорений (в) автомобиля с гидротрансформатором: I, II — передачи гидротрансформатора; I', II', III' — передачи механической коробки передач

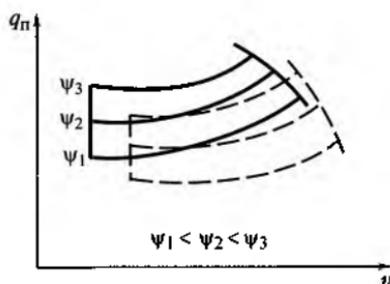


Рис. 3.20. Топливо-экономическая характеристика автомобиля с гидротрансформатором:

ψ_1, ψ_2, ψ_3 — коэффициенты сопротивления дороги

ливо-экономическая характеристика автомобиля с гидротрансформатором. Для сравнения штриховыми линиями показана топливо-экономическая характеристика автомобиля с механической коробкой передач.

Из рисунка видно, что для одинаковых дорог расход топлива у автомобиля с гидротрансформатором несколько выше, чем у автомобиля с механической коробкой передач. Это можно объяснить сравнительно низким КПД гидротрансформатора и изменением его значения с изменением скорости движения автомобиля.

Следовательно, топливная экономичность автомобиля с гидротрансформатором несколько хуже, чем у автомобиля со ступенчатой коробкой передач. Как показали исследования, в большинстве случаев расходы топлива у автомобилей с гидропередачами на 3...7% превышают расходы топлива автомобилей с механической трансмиссией.

Для повышения тягово-скоростных свойств автомобилей с гидропередачами необходимо повысить КПД гидротрансформаторов, т. е. улучшить их преобразующие свойства.

Для этого гидротрансформаторы, устанавливаемые на автомобилях, делают комплексными, многоступенчатыми и блокируемыми.

Комплексный гидротрансформатор при соответствующем передаточном отношении переходит на разжим работы гидромуфты, вследствие чего повышаются его преобразующие свойства.

На рис. 3.21, а представлена характеристика комплексного гидротрансформатора.

При коэффициенте трансформации $k_{тг} > 1$ муфта свободного хода комплексного гидротрансформатора заклинена, и ротор неподвижен. В этом случае изменение КПД гидротрансформатора характеризуется линией OA кривой $\eta_{тг}$. При передаточном отношении $i'_{тг}$, соответствующем коэффициенту трансформации $k_{тг} = 1$, муфта свободного хода расклинивается (точка A), и реактор вращается вместе с турбиной, не оказывая влияния на циркуляцию масла. Гидротрансформатор переходит на режим работы гидромуфты. Изменение его КПД в этом случае характеризуется отрезком AB прямой $\eta_{тг}$.

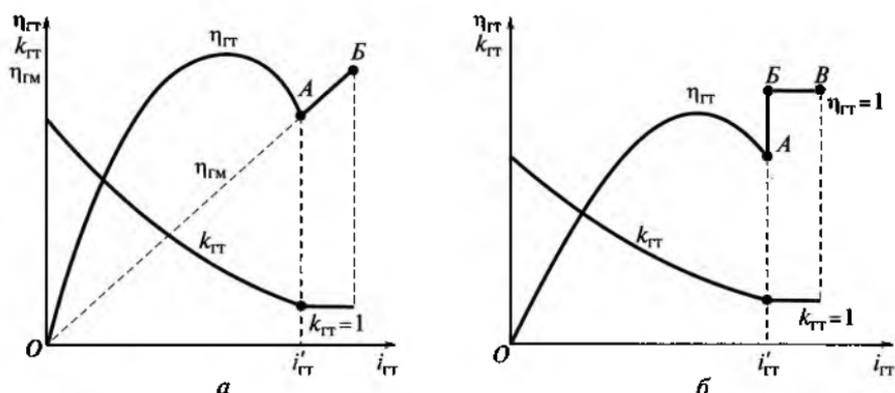


Рис. 3.21. Характеристики комплексного (а) и блокируемого (б) гидротрансформаторов

Таким образом, у комплексного гидротрансформатора зависимость КПД от передаточного отношения представляет собой ломаную линию $ОАВ$. Вследствие этого при больших передаточных отношениях, т. е. при больших скоростях движения автомобиля, значение КПД комплексного гидротрансформатора не уменьшается.

Многоступенчатый гидротрансформатор позволяет еще больше улучшить преобразующие свойства по сравнению с комплексным гидротрансформатором.

В круге циркуляции масла гидротрансформатора (рис. 3.22, а) между насосом 2 и турбиной 1 на муфтах свободного хода 5 устанавливаются вместо одного два реактора 3 и 4. Оба реактора при совместной работе обеспечивают изменение КПД по линии $ОА$ кривой $\eta'_{гт}$ (рис. 3.22, б).

Конструкция (профиль лопаток) первого реактора 3 (см. рис. 3.22, а) выполнена таким образом, что при определенном передаточном отношении $i'_{гт}$, соответствующем точке $А$ (см. рис. 3.22, б), нагрузка на этот реактор становится равной нулю. Муфта свободного хода первого реактора при этом расклинивается, и реактор вращается вместе с турбиной, не оказывая влияния на поток масла. После этого работает только второй реактор 4. Изменение КПД гидротрансформатора в этом случае характеризуется участком $АВ$ кривой $\eta''_{гт}$.

При определенном передаточном отношении $i''_{гт}$ (точка $В$) муфта свободного хода второго реактора также расклинивается, и многоступенчатый гидротрансформатор переходит на режим работы гидромуфты (отрезок $ВВ$) прямой $\eta_{гм}$.

Таким образом, у многоступенчатого комплексного гидротрансформатора изменение КПД характеризуется ломаной линией $ОАВВ$, т. е. расширяется область высоких значений КПД.

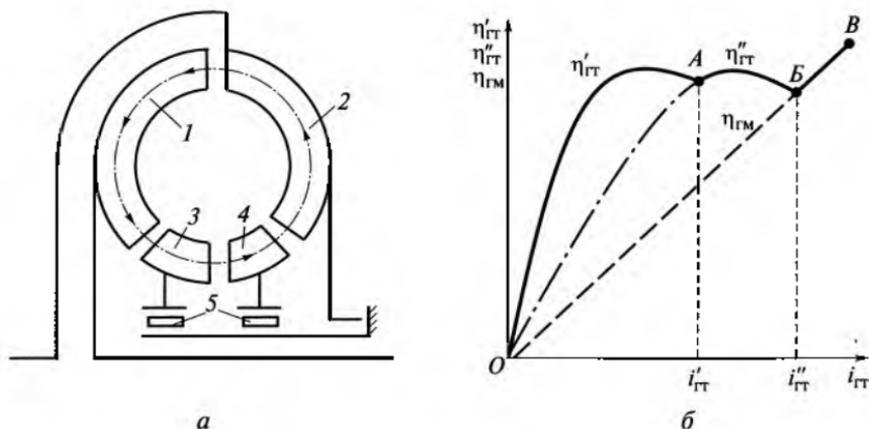


Рис. 3.22. Схема (а) и характеристика (б) многоступенчатого гидротрансформатора:

1 — насос; 2 — турбина; 3, 4 — реакторы; 5 — муфты

Блокируемый гидротрансформатор, так же как комплексный и многоступенчатый гидротрансформаторы, позволяет повысить тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля.

На рис. 3.21, б приведена характеристика блокируемого гидротрансформатора.

При определенном передаточном отношении $i'_{ГТ}$, соответствующем коэффициенту трансформации $k_{ГТ} = 1$, валы насоса и турбины гидротрансформатора блокируются (жестко соединяются) с помощью специальной фрикционной муфты, что соответствует точке А на рис. 3.21, б.

После блокировки валов КПД гидротрансформатора возрастает до $\eta_{ГТ} = 1$. Изменение КПД блокируемого гидротрансформатора в этом случае определяется ломаной линией *ОАВВ*, т.е. диапазон высоких значений КПД расширяется.

Гидротрансформатор в трансмиссии автомобиля устанавливается со ступенчатой коробкой передач и образует с ней гидромеханическую коробку передач. Ступенчатая коробка передач необходима для увеличения диапазона передаточных чисел, получения передачи заднего хода и нейтрального положения, а также обеспечения работы гидротрансформатора при высоких значениях КПД.

Гидромеханические коробки передач широко применяются на легковых автомобилях. Они также находят применение на автобусах и грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Удельная масса гидромеханических коробок передач приближается к удельной массе ступенчатых коробок передач. Однако более широкому применению гидромеханических коробок передач препятствуют

сложная конструкция и высокая стоимость. Так, например, стоимость гидромеханической коробки передач для легковых автомобилей составляет почти 10 % стоимости автомобиля. Кроме того, у автомобилей с гидромеханической коробкой передач несколько снижаются тягово-скоростные свойства и топливная экономичность по сравнению с автомобилями со ступенчатой коробкой передач.

Гидромеханические коробки могут быть с планетарными коробками передач или с вальными механическими коробками передач. Первые получили наибольшее распространение и используются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах, а вторые применяются главным образом на грузовых автомобилях и автобусах.

Гидромеханические коробки с планетарными коробками передач имеют:

компактную конструкцию с небольшими размерами и малую металлоемкость;

большой срок службы вследствие небольшой нагруженности шестерен валов и их подшипников, так как нагрузка на зубья шестерен распределяется несколькими сателлитами, а валы и подшипники разгружены от радиальных усилий;

большую жесткость конструкции, обеспечивающую снижение уровня шума при работе.

Однако такие коробки передач сложны по конструкции и дорогостоящи. Они имеют пониженный КПД из-за большого числа зубчатых пар, находящихся одновременно в зацеплении. Кроме того, при переключении передач при помощи фрикционных элементов (фрикционных муфт и ленточных тормозных механизмов) часть этих элементов пробуксовывает. Это также снижает значение КПД коробки передач.

Планетарная коробка передач в зависимости от числа передач может иметь один или несколько планетарных механизмов.

В простейшем планетарном механизме (рис. 3.23) солнечная шестерня 6, закрепленная на ведущем валу 1, находится в зацеплении с шестернями-сателлитами 3, которые свободно установлены на своих осях. Оси сателлитов закреплены на водиле 4, жестко соединенным с ведомым валом 5, а сами сателлиты находятся в зацеплении с коронной (эпициклической) шестерней 2, которая имеет внутренние зубья.

Передача крутящего момента с ведущего вала 1 на ведомый вал 5 возможна только при заторможенной коронной шестерне 2 при помощи ленточного тормоза 7. В этом случае при вращении солнечной шестерни 6 сателлиты 3, перекатываясь по зубьям неподвижной шестерни 2, начнут вращаться вокруг своих осей и одновременно через водило 4 будут вращать ведомый вал 5. При растормаживании коронной шестерни 2 сателлиты 3, свободно

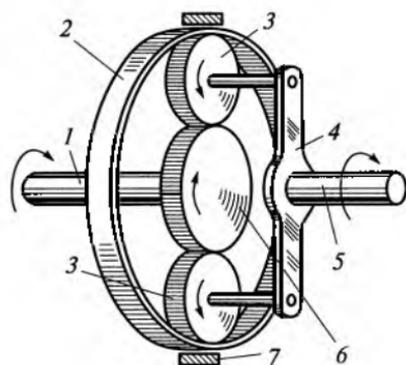


Рис. 3.23. Планетарный механизм:
 1 — ведущий вал; 2 — коронная шестерня;
 3 — шестерни-сателлиты; 4 — водило;
 5 — ведомый вал; 6 — солнечная шестерня;
 7 — тормоз

перекатываясь по солнечной шестерне 6, будут вращать шестерню 2, а вал 5 будет оставаться неподвижным.

На рис. 3.24 приведена схема гидромеханической коробки передач, которая состоит из гидротрансформатора, трехвальной двухступенчатой механической коробки передач и системы управления. Наличие двухступенчатой механической коробки передач увеличивает диапазон регулирования крутящего момента. Гидромеханическая коробка передач включает в себя ведущий 19, ведомый 5 и промежуточный 12 валы с шестернями, многодисковые фрикционные сцепления 2, 3, 17 (фрикционы) и зубчатую муфту 4 с приводом. К системе управления относятся передний 15 и

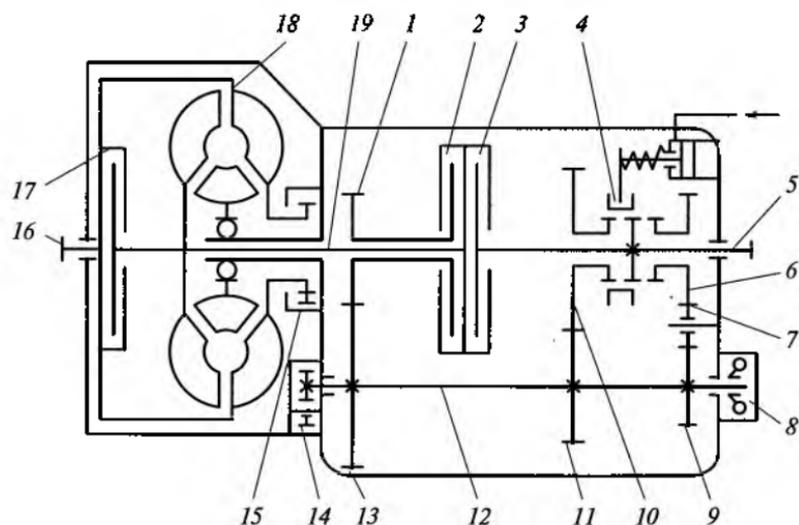


Рис. 3.24. Схема гидромеханической коробки передач:

1, 6, 7, 9, 10, 11, 13 — шестерни; 2, 3, 17 — фрикционы; 4 — муфта; 5, 12, 19 — ведомый, промежуточный и ведущий валы; 8 — регулятор; 14, 15 — насосы; 16 — коленчатый вал; 18 — гидротрансформатор

задний 14 гидронасосы и центробежный регулятор 8, который воздействует на фрикционы 2, 3, 17, обеспечивающие переключение передач.

В нейтральном положении все фрикционы выключены и при работающем двигателе крутящий момент на ведомый вал 5 не передается. На первой (понижающей) передаче системой управления автоматически включается фрикцион 2. При этом ведущая шестерня 1, свободно установленная на ведущем валу 19 коробки передач, блокируется с валом, а зубчатая муфта 4 устанавливается вручную в положение переднего хода с помощью дистанционной системы управления. Крутящий момент на первой передаче от гидротрансформатора передается через фрикцион 2, шестерни 1, 13, 11, 10 и зубчатую муфту 4 на ведомый вал 5 коробки передач.

При разгоне на I передаче, когда гидротрансформатор автоматически осуществляет заданный диапазон регулирования крутящего момента, скорость возрастает до оптимального значения для переключения на II передачу. В этом случае центробежный регулятор 8 дает сигнал на включение фрикциона 3 и отключение фрикциона 2.

Автоматическая система управления обеспечивает включение II (прямой) передачи, крутящий момент от первичного вала 19 коробки передач передается через фрикцион 3 непосредственно на вторичный вал, и скорость автомобиля возрастает до значения, определяемого диапазоном регулирования гидротрансформатором.

На рис. 3.25 представлена двухступенчатая гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля.

Она состоит из гидротрансформатора 1, механической планетарной коробки передач с многодисковым фрикционом 3 и двумя ленточными тормозными механизмами 2 и 4 и гидравлической системы управления с кнопочным переключением передач. Кнопкам соответствуют: нейтральное положение, задний ход, I передача и движение с автоматическим переключением передач. В двухступенчатой механической коробке передач имеются два одинаковых планетарных механизма 5 и 6.

В нейтральном положении фрикцион 3, а также тормозные механизмы 2 и 4 выключены. Трогание автомобиля с места происходит при включенной I передаче. В этом случае масло под давлением поступает в цилиндр тормозного механизма 2, лента которого затягивается, и солнечная шестерня планетарного механизма 6 останавливается.

Если включена кнопка «движение», то при разгоне автомобиля происходит автоматическое переключение на II передачу, что обеспечивается одновременным выключением тормозного механизма 2 и включением фрикциона 3. В этом случае плане-

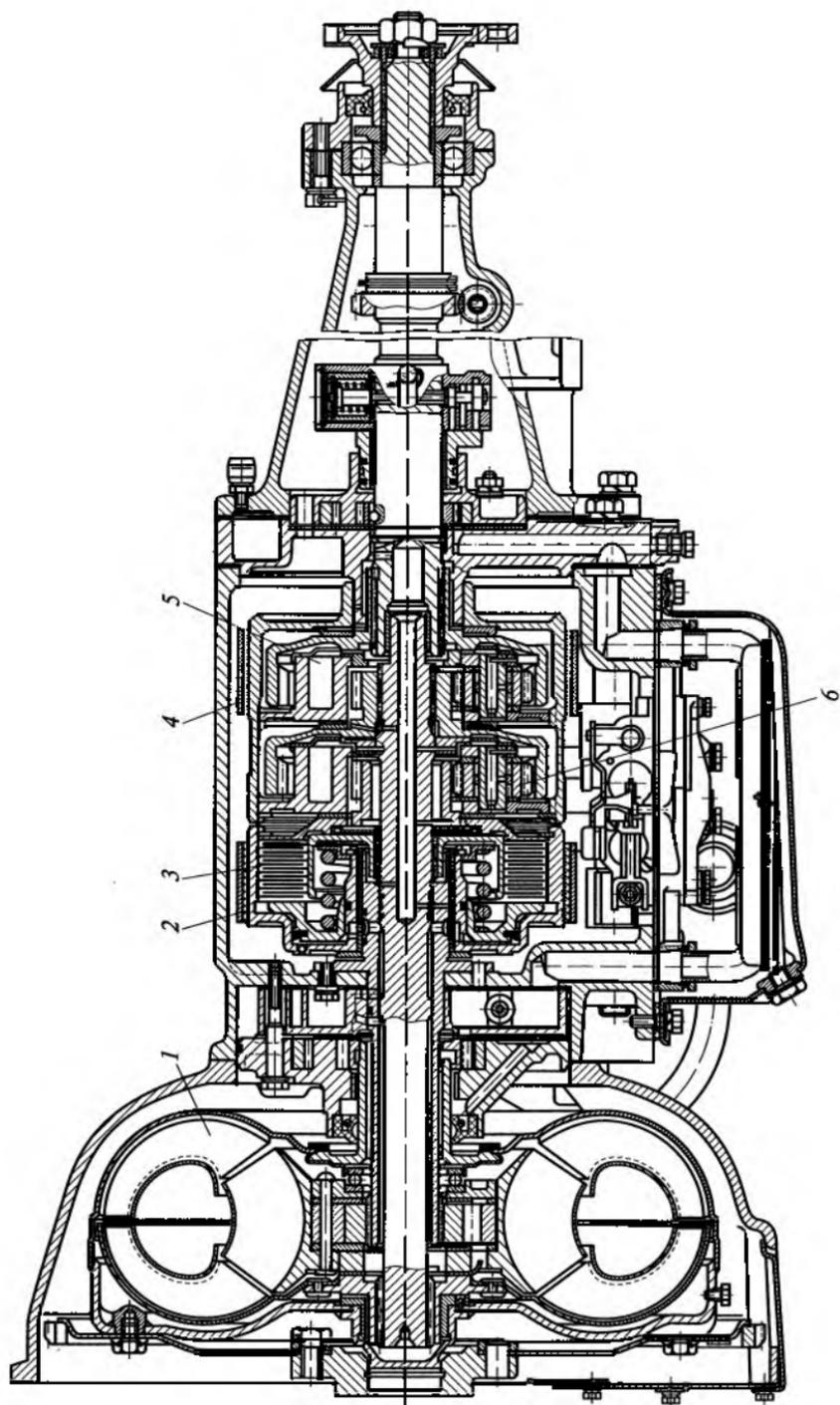


Рис. 3.25. Гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля: 1 — гидротрансформатор; 2, 4 — тормозные механизмы; 3 — фрикцион; 5, 6 — планетарные механизмы

тарные механизмы 5 и 6 блокируются и вращаются как одно целое.

Для движения автомобиля задним ходом включается только тормозной механизм 4.

3.8. Расчет коробки передач

При расчете коробки передач выполняется следующее:

- определение момента трения $M_{тр}$ синхронизатора, необходимого для выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей;
- определение работы трения (буксования) L_c синхронизатора, удельной работы трения $L_{уд}$ и температуры t синхронизатора при буксовании;
- расчет деталей коробки передач на прочность.

Рассмотрим расчет коробки передач.

Момент трения синхронизатора. При переключении передач инерционный синхронизатор блокирует включающую передачу муфту до тех пор, пока кинетическая энергия деталей, вращающихся с ведомым диском сцепления (при выключенном сцеплении и нейтрали в коробке передач), не затратится на работу трения в синхронизаторе. Этот момент времени соответствует равенству угловых скоростей синхронизируемых деталей.

Выравнивание угловых скоростей соединяемых деталей происходит за счет момента трения, создаваемого на конических поверхностях блокирующего кольца синхронизатора и шестерни включаемой передачи, свободно вращающейся на вторичном валу коробки передач:

$$M_{тр} = \frac{J(\omega_1 - \omega_2)}{t},$$

где J — момент инерции, соответствующий вращающимся деталям вместе с шестерней включаемой передачи (ведомый диск сцепления, первичный и промежуточный валы коробки передач, шестерни промежуточного вала и находящиеся с ними в постоянном зацеплении шестерни вторичного вала, свободно установленные на нем); $\omega_1 = \omega_e/u_{k+1}$ — угловая скорость включаемой шестерни более высокой передачи; $\omega_2 = \omega_e/u_k$ — угловая скорость вторичного вала до переключения передачи; t — время синхронизации (выравнивания) угловых скоростей ω_1 и ω_2 .

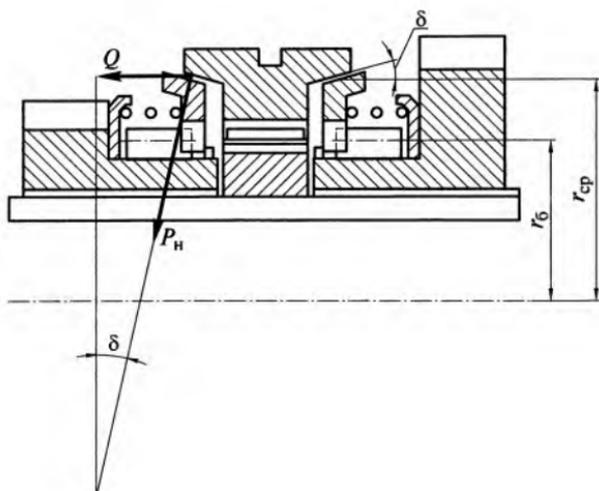


Рис. 3.26. Схема инерционного синхронизатора

Следовательно,

$$M_{\text{тр}} = \frac{J \omega_e}{t} \left(\frac{1}{u_{k+1}} - \frac{1}{u_k} \right).$$

В соответствии со схемой (рис. 3.26) момент трения синхронизатора можно определить по следующему выражению:

$$M_{\text{тр}} = P_n \mu r_{\text{cp}},$$

где $P_n = Q / \sin \delta$ — нормальная сила на поверхности трения; μ — коэффициент трения; r_{cp} — средний радиус конуса; Q — усилие водителя при включении передачи; δ — половина угла конуса.

Учитывая момент трения, определим связь между усилием, создаваемым водителем при включении передачи, и параметрами синхронизатора:

$$Q = \frac{M_{\text{тр}} \sin \delta}{\mu r_{\text{cp}}} = \frac{J \omega_e \sin \delta}{\mu r_{\text{cp}} t} \left(\frac{1}{u_{k+1}} - \frac{1}{u_k} \right).$$

Из этого выражения следует, что чем больше усилие водителя, тем меньше время синхронизации при включении передачи. При этом усилие водителя тем меньше, чем больше плотность ряда передаточных чисел коробки передач.

Работа трения синхронизатора. При включении передачи работа, затрачиваемая на выравнивание угловых скоростей синхронизируемых деталей, является работой трения (буксования) синхронизатора. Эта работа затрачивается на поглощение кинетической энергии соединяемых вращающихся деталей:

$$L_c = 0,5J(\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5J\omega_c^2 \left(\frac{1}{u_{k+1}} - \frac{1}{u_k} \right).$$

Из приведенного выражения видно, что работа буксования синхронизатора пропорциональна квадрату разности угловых скоростей шестерен соседних передач. При этом работа буксования не зависит от времени выравнивания угловых скоростей синхронизируемых деталей.

Для уменьшения работы трения синхронизатора необходимо увеличивать число передач в коробке передач с целью сближения передаточных чисел соседних передач. Это также приведет и к повышению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля. Однако при увеличении числа передач возрастают моменты инерции соединяемых вращающихся деталей, работа буксования синхронизатора и усложняется управление коробкой передач. Поэтому для оптимального согласования указанных противоречивых факторов целесообразно плотность ряда передаточных чисел коробки передач выбирать в пределах 1,1...1,5, что подтверждается конструкциями современных коробок передач.

Удельная работа трения синхронизатора. Синхронизатор принято оценивать по удельной работе трения, т. е. по работе буксования, отнесенной к площади трения конусной поверхности синхронизатора:

$$L_{уд} = \frac{L_c}{F},$$

где F — площадь поверхности трения.

Для синхронизированных высших передач коробки передач удельная работа трения не должна превышать 0,2 МДж/м², а для низших передач — 0,3...0,5 МДж/м².

Нагрев синхронизатора. Работа буксования синхронизатора сопровождается нагревом его деталей и выделением теплоты.

Температура нагрева деталей синхронизатора определяется за одно его включение:

$$t = \frac{\gamma L_c}{mc},$$

где $\gamma = 0,5$ — коэффициент перераспределения теплоты; m — масса синхронизатора; c — теплоемкость стали.

За одно включение синхронизатора нагрев его деталей не должен превышать 15...30 °С.

Параметры синхронизатора. Надежная работа синхронизатора во многом зависит от углов конуса и блокирующих поверхностей, обеспечивающих невключение передачи до полного выравнива-

ния угловых скоростей соединяемых деталей, а также необходимые момент трения и время синхронизации.

Блокировка синхронизатора может осуществляться различными блокирующими устройствами (рис. 3.27).

Окружная сила, прижимающая блокирующие детали:

$$P = \frac{M_{\text{тр}}}{r_6},$$

где r_6 — радиус блокировки (см. рис. 3.26).

Эта сила вызывает силу P_x на блокирующих поверхностях (см. рис. 3.27):

$$P_x = \frac{M_{\text{тр}}}{r_6 \operatorname{tg} \beta}.$$

Для того чтобы передача не была включена до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, осевая сила Q , приложенная к зубчатой муфте синхронизатора, должна быть меньше силы P_x :

$$Q < P_x.$$

При увеличении осевой силы Q возрастает момент трения синхронизатора и увеличивается сила P_x .

С учетом значения осевой силы, выраженной через параметры синхронизатора, определим угол блокировки из следующего неравенства:

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu r_{\text{cp}}}{r_6 \sin \delta}.$$

При резком увеличении осевой силы преждевременного включения передачи до полной синхронизации деталей не происходит.

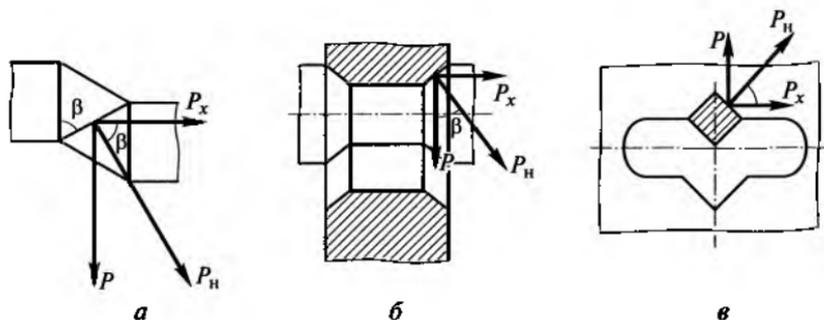


Рис. 3.27. Схемы блокирующих устройств синхронизаторов:

a — с блокирующими зубьями; *б* — с блокирующими пальцами; *в* — с блокирующими вырезами

Однако это обычно приводит к ускоренному изнашиванию или даже поломке блокирующих деталей.

Выбираемые параметры синхронизатора должны находиться в следующих пределах: коэффициент трения $\mu = 0,06 \dots 0,1$; половина угла конуса $\delta = 6 \dots 12^\circ$; угол блокировки $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Давление на конусных поверхностях трения для пары бронза—сталь равно $1 \dots 1,5$ МПа, а $\mu = 0,1$.

Блокирующие кольца синхронизатора изготавливают из бронзы. На их конических поверхностях трения выполняют кольцевые канавки для разрыва масляной пленки и увеличения трения, а также делают дополнительные поперечные канавки для охлаждения и удаления продуктов изнашивания конических поверхностей.

Включение передачи синхронизатором осуществляется после выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей.

Действие окружной силы, прижимающей блокирующие детали, прекращается и происходит разблокировка синхронизатора. При этом блокирующая деталь под действием осевой силы поворачивается и возвращается в нейтральное (исходное) положение. Зубчатая муфта синхронизатора свободно передвигается и входит в зацепление с зубчатым венцом шестерни включаемой передачи.

Расчет деталей коробки передач на прочность. Шестерни. При расчете шестерен на прочность в их зубьях определяются напряжения изгиба и сжатия:

для прямозубых шестерен

$$\sigma = 0,36 \frac{P}{b m_n y};$$

для косозубых шестерен

$$\sigma = 0,24 \frac{P}{b m_n y},$$

где $P = M_{\max} u_k / r_o$ — окружная сила, действующая на зубья шестерен; m_n — нормальный модуль прямозубых ($m_n = d/z$) и косозубых ($m_n = d \cos \beta / z$) шестерен; b — ширина шестерни; y — коэффициент формы зуба; β — угол наклона зубьев ($\beta = 25 \dots 40^\circ$ для легковых автомобилей, $\beta = 20 \dots 25^\circ$ для грузовых автомобилей); u_k — передаточное число включенной передачи; r_o — радиус делительной окружности шестерни; d — диаметр делительной окружности; z — число зубьев.

Значение модуля зависит от передаваемого крутящего момента:

M_{\max} , Н · м	100 ... 200	201 ... 400	401 ... 600	601 ... 800	801 ... 1000
m_n , мм	2,25 ... 2,5	2,6 ... 3,75	3,76 ... 4,25	4,26 ... 4,5	4,6 ... 6

В коробках передач нормальный модуль шестерен может быть неодинаковым на всех передачах. В этом случае более высокое значение нормальный модуль имеет на низших передачах.

Ширина шестерни зависит от передаваемого крутящего момента и расстояния между осями валов. Приближенно ее можно определить по формуле $b = (5 \dots 8)m_n$.

Коэффициент формы зуба можно найти по выражению

$$y = 0,154 - \frac{1,23}{z_1} + \frac{3,33}{z_1^2},$$

где z_1 — число зубьев меньшей шестерни зубчатой пары.

При расчете шестерни на износ определяются контактные напряжения

$$\sigma_k = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_{o1}} + \frac{1}{r_{o2}} \right)},$$

где E — модуль упругости; b — длина контакта зубьев; α — угол зацепления зубьев; r_{o1} и r_{o2} — радиусы делительных окружностей шестерен зубчатой пары.

Шестерни коробок передач выполняются из стали марок 35Х; 40Х; 40ХА; 12ХНЗА; 18ХГТ; 30ХГТ и др. Для этих сталей допускаемые напряжения изгиба $\sigma_{изг} = 700 \dots 800$ МПа, а допускаемые контактные напряжения $\sigma_k = 1\,000 \dots 1\,200$ МПа (большие напряжения соответствуют зубчатым парам низших передач).

Валы. В коробке передач ее валы работают на кручение и изгиб. Поэтому валы коробки передач должны обладать достаточной прочностью.

Прочность валов. Для расчета валов на прочность рассмотрим простейшую схему трехвальной коробки передач (рис. 3.28) при включенной одной передаче и в соответствии с этой схемой определим силы, которые действуют на шестерни и валы. При этом расчет валов коробки передач выполняют в такой последовательности: вторичный вал, промежуточный вал, первичный вал. Определение реакций опор необходимо начинать со вторичного

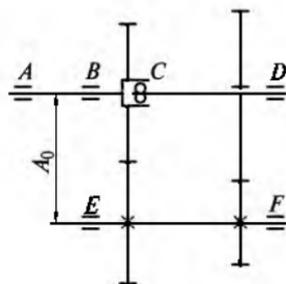


Рис. 3.28. Схема трехвальной коробки передач: A, B, C, D, E, F — опоры валов; A_0 — межосевое расстояние

вала, так как для расчета первичного вала нужно знать реакции на переднюю опору вторичного вала, расположенную в его торцевой части.

При расчете *вторичного вала* (рис. 3.29, а) сначала определяют силы, действующие на шестерни включенной передачи:

окружная сила

$$P = \frac{M_{\max} u_k}{r_0};$$

осевая сила

$$Q = P \operatorname{tg} \beta;$$

радиальная сила

$$R = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Затем определяют реакции опор вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также суммарные реакции опор R_C и R_D). При этом суммарные реакции опор можно определить по выражениям:

$$R_C = \frac{Pm}{l}; R_D = \frac{Pn}{l}.$$

Далее находят:

изгибающие моменты

$$M_{\text{изг}C} = R_C n; M_{\text{изг}D} = R_D m;$$

крутящий момент

$$M_{\text{кр}} = P r_0;$$

результующие моменты

$$M_{\text{рез}C} = \sqrt{M_{\text{изг}C}^2 + M_{\text{кр}}^2}; M_{\text{рез}D} = \sqrt{M_{\text{изг}D}^2 + M_{\text{кр}}^2}.$$

По значениям результирующих моментов рассчитывают результирующие напряжения от изгиба и скручивания вторичного вала

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{M_{\text{рез}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{M_{\text{рез}}}{0,1d^3},$$

где d — диаметр вала в опасном сечении.

Шлицы вторичного вала рассчитывают на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{кр max}}}{0,75(d_n^2 - d_b^2)l_{\text{ш}}},$$

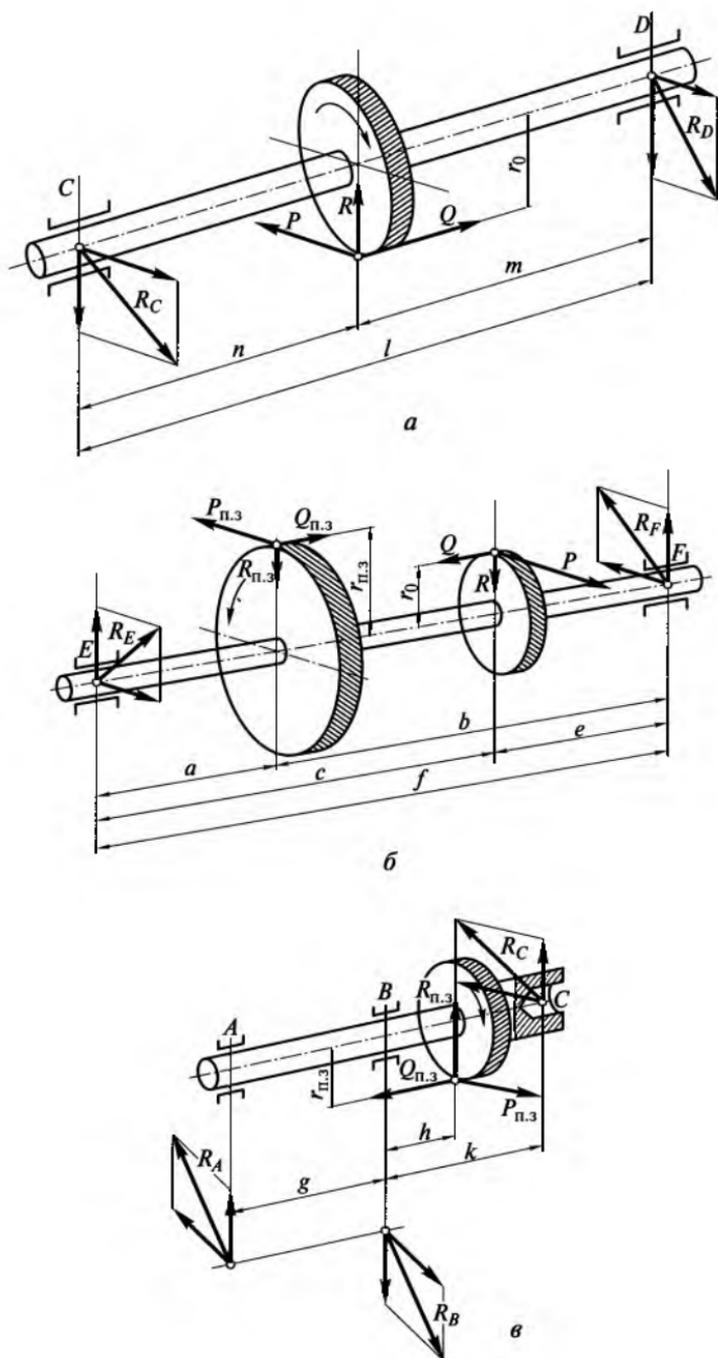


Рис. 3.29. Схемы сил, действующих на валах коробки передач:
 а — вторичный вал; б — промежуточный вал; в — первичный вал

где $M_{кр\max}$ — максимальный крутящий момент на валу; d_H и d_B — наружный и внутренний диаметры шлицов; $l_{ш}$ — длина шлицов; i — число шлицов.

При расчете *промежуточного вала* (рис. 3.29, б) вначале определяют силы, действующие на шестернях постоянного зацепления:

окружная сила

$$P_{п.з} = \frac{M_{\max}}{r_{п.з}};$$

осевая сила

$$Q_{п.з} = P_{п.з} \operatorname{tg} \beta;$$

радиальная сила

$$R_{п.з} = P_{п.з} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Затем определяют, так же, как и для вторичного вала коробки передач, силы на шестернях промежуточного вала для любой включенной передачи, реакции опор и результирующие напряжения.

При расчете *первичного вала* (рис. 3.29, в) действующие силы на шестернях постоянного зацепления определяют так же, как для промежуточного вала. Реакции опор и результирующие напряжения рассчитывают как для вторичного вала коробки передач.

Жесткость валов. Кроме расчета валов коробки передач на прочность необходима их проверка на жесткость. При недостаточной жесткости валы коробки передач будут иметь значительный прогиб, что существенно снизит прочность и износостойкость шестерен, а также увеличит шумность коробки передач при работе.

На работу шестерен очень влияет прогиб валов в плоскости их осей и в перпендикулярной плоскости. Прогибы валов приводят к изменению расстояния между центрами шестерен и нарушению их правильного зацепления, а также к перекосу шестерен. Причем в процессе работы прогибы валов не остаются постоянными, в результате чего возникают дополнительное скольжение шестерен и динамическая нагрузка на их зубья.

Жесткость валов определяется по их прогибу. Осевые и радиальные силы вызывают прогиб валов в плоскости их осей (f_B), а окружные силы — прогиб в перпендикулярной плоскости (f_r). Прогиб валов в каждой плоскости должен быть в пределах 0,05...0,1 мм.

Полный прогиб валов коробки передач

$$f = \sqrt{f_B^2 + f_r^2}.$$

Полный прогиб не должен превышать 0,2 мм. В связи с тем, что валы коробки передач должны обладать достаточной жесткостью, напряжения в них не должны превышать 200...400 МПа.

Межосевое расстояние. Расстояние между осями валов (см. рис. 3.28) коробки передач определяют по выражению:

$$A_0 = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta},$$

где $z_1 + z_2$ — сумма чисел зубьев пары шестерен зацепления.

Межосевое расстояние связано с передаваемым крутящим моментом следующей зависимостью:

$$A_0 = a \sqrt{M_{\max}},$$

где $a = 14,5 \dots 16$ для легковых автомобилей; $a = 17 \dots 21,5$ для грузовых автомобилей.

Уравновешивание осевых сил. Косозубые шестерни по сравнению с прямозубыми более прочные и бесшумные при работе, так как имеют большую степень перекрытия (длину контакта) зубьев. Однако на косозубых шестернях возникают осевые силы, которые пропорциональны углу наклона зубьев. Осевые силы необходимо уравновешивать, чтобы разгрузить подшипники валов коробки передач.

В двухваловых коробках передач уравновесить осевые силы невозможно и они должны восприниматься подшипниками. В трехваловых коробках передач уравновешивание осевых сил возможно только на промежуточном валу на всех передачах, кроме I передачи и передачи заднего хода, если их шестерни прямозубые.

На рис. 3.30 показана схема сил, действующих на косозубые шестерни промежуточного вала коробки передач.

Исходя из равенства осевых сил

$$Q_1 = Q_2$$

и с учетом значений осевых и окружных сил

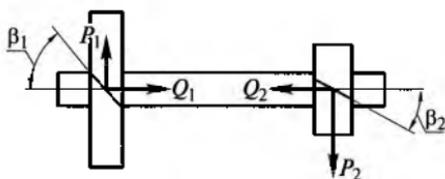
$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1; \quad Q_2 = P_2 \operatorname{tg} \beta_2;$$

$$P_1 = \frac{M_{\max} u_{\text{п.з.}}}{r_{01}}; \quad P_2 = \frac{M_{\max} u_{\text{п.з.}}}{r_{02}}$$

определяем, что уравновешивание осевых сил возможно только при соотношении $\operatorname{tg} \beta_1 / \operatorname{tg} \beta_2 = r_{01} / r_{02}$, а при одинаковом модуле шестерен зубчатой пары $\operatorname{tg} \beta_1 / \operatorname{tg} \beta_2 = z_1 / z_2$.

Полностью уравновесить осевые силы не всегда возможно, так как угол наклона зубьев шестерен зависит от нормального модуля и расстояния между осями валов. В этом случае подшип-

Рис. 3.30. Схема сил, действующих на косозубые шестерни промежуточного вала коробки передач



ники валов должны рассчитываться с учетом неуравновешенной осевой силы.

Подшипники. Подбор подшипников коробки передач проводится с учетом их работоспособности.

С этой целью рассчитывают коэффициент работоспособности, который учитывает нагрузки подшипника, его частоту вращения и долговечность.

Коэффициент работоспособности подшипника

$$c_{\text{под}} = P_3(nh)^{0,3},$$

где P_3 — эквивалентная нагрузка, кг; n — частота вращения подшипника, мин^{-1} ; h — долговечность подшипника, ч.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная нагрузка

$$P_3 = (R + mQ)k_{\text{без}}k_k,$$

где R — радиальная нагрузка на подшипник; Q — осевая нагрузка на подшипник; $m = 1,5$ — коэффициент приведения нагрузок; $k_{\text{без}} = 1$ — коэффициент безопасности; k_k — кинематический коэффициент ($k_k = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника; $k_k = 1,35$ при вращении наружного кольца подшипника).

Радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче, представляют собой реакции опор валов коробки передач и рассчитываются по формулам для этих сил. Однако в формулах вместо максимального крутящего момента M_{max} двигателя необходимо принимать расчетный момент $M_{\text{рас}} = aM_{\text{max}}$, где a — коэффициент использования крутящего момента.

Коэффициент использования крутящего момента зависит от удельной мощности автомобиля и может быть определен по эмпирической формуле:

$$a = 0,96 - 0,136 \cdot 10^{-2} N_{\text{уд}} + 0,41 \cdot 10^{-6} N_{\text{уд}}^2,$$

где $N_{\text{уд}}$ — удельная мощность.

Частота вращения подшипника

$$n = 2,65 \frac{v_{\text{ср}} u_{\Gamma}}{r_k},$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя техническая скорость автомобиля ($v_{\text{ср}} = 50$ км/ч для легковых автомобилей; $v_{\text{ср}} = 30$ км/ч для грузовых автомобилей); u_{Γ} — передаточное число главной передачи; r_k — радиус колеса, м.

Долговечность подшипника

$$h = \frac{S}{v_{\text{ср}}},$$

где S — пробег автомобиля до капитального ремонта.

Пробег до капитального ремонта составляет для легковых автомобилей особо малого класса 100...125 тыс. км, малого класса 125...150, среднего класса 200...250; для грузовых автомобилей и автобусов 250...500 тыс. км.

После определения коэффициента работоспособности подшипников коробки передач их выбирают по каталогу.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой коробка передач и каково ее назначение?
2. Какие бывают типы ступенчатых коробок передач? Назовите их преимущества и недостатки.
3. Какие требования предъявляются к коробке передач?
4. На каких типах автомобилей и почему применяются многовальные коробки передач?
5. Расскажите о работе буксования синхронизатора. Чем она оценивается?
6. Какие преимущества и недостатки имеет гидромеханическая коробка передач?
7. Что представляет собой безразмерная характеристика гидротрансформатора и что она характеризует?
8. Что и на какие нагрузки рассчитывается в коробке передач?
9. Как выбирают подшипники коробки передач?

4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

4.1. Назначение и типы

Раздаточной коробкой передач называется дополнительная коробка передач, распределяющая крутящий момент двигателя между ведущими мостами автомобиля.

Раздаточная коробка служит для увеличения тяговой силы на ведущих колесах и повышения проходимости автомобиля. Она одновременно выполняет функции демультипликатора, что позволяет увеличить диапазон передаточных чисел коробки передач и эффективнее использовать автомобиль в различных дорожных условиях.

В зависимости от назначения автомобилей на них применяются раздаточные коробки различных типов (рис. 4.1).

Раздаточные коробки с соосными валами привода ведущих мостов (рис. 4.2, а, б) имеют широкое применение, так как они позволяют использовать для переднего и заднего ведущих мостов одну и ту же главную передачу (взаимозаменяемую). Однако в этом случае ведущая шестерня главной передачи переднего моста, имея левое направление спирали зубьев, будет работать на ввинчивание, поэтому при ослаблении затяжки ее подшипников может произойти заклинивание главной передачи переднего ведущего моста.

Раздаточные коробки с несоосными ведомыми валами (рис. 4.2, в) в отличие от раздаточных коробок с соосными ведомыми валами не имеют промежуточного вала. Они более компактны, менее металлоемки, более бесшумны при работе и имеют более высокий КПД.



Рис. 4.1. Типы раздаточных коробок, классифицированных по различным признакам

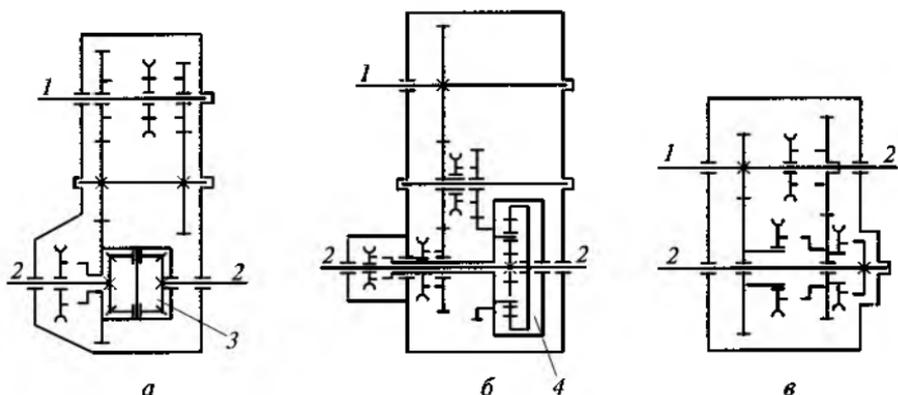


Рис. 4.2. Схемы раздаточных коробок:

а, б — с соосными валами и дифференциальным приводом; *в* — с несоосными валами и блокированным приводом; 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; 3 — симметричный дифференциал; 4 — несимметричный дифференциал

Раздаточные коробки с блокированным приводом ведущих мостов позволяют использовать полную по условиям сцепления ведущих колес с дорогой тяговую силу без их пробуксовки. Однако при движении автомобиля на повороте или на неровной дороге при блокированном приводе неизбежно проскальзывание колес, так как передние колеса проходят больший путь, чем задние. В этом случае увеличивается износ шин, расход топлива и происходит перегрузка деталей трансмиссии. Для устранения таких отрицательных явлений передний мост отключают при движении по дорогам с твердым покрытием и включают только на тяжелых участках дороги.

Раздаточные коробки с дифференциальным приводом ведущих мостов (см. рис. 4.2, *а, б*) исключают возникновение перечисленных ранее отрицательных явлений. Применяемый в этих коробках межосевой дифференциал позволяет приводным валам ведущих мостов вращаться с разными скоростями и распределять крутящий момент двигателя между мостами в соответствии с воспринимаемыми ими вертикальными нагрузками. Если нагрузки одинаковы по величине, то используют симметричный дифференциал, а если неодинаковы, то несимметричный. При раздаточных коробках с дифференциальным приводом передний мост постоянно включен. В результате износ шин меньше, чем при отключении переднего моста. Однако межосевой дифференциал ухудшает проходимость автомобиля, так как при буксовании на месте одного из колес автомобиль не может начать движение. Поэтому для повышения проходимости межосевые дифференциалы выполняют с принудительной блокировкой.

Наибольшее распространение на автомобилях повышенной проходимости получили двухступенчатые раздаточные коробки.

4.2. Требования к раздаточной коробке

Дополнительно к общим требованиям (см. подразд. 1.2) к раздаточной коробке предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- распределение крутящего момента между ведущими мостами автомобиля пропорционально приходящимся на мосты вертикальным нагрузкам;
- увеличение тяговой силы на ведущих колесах, необходимое для преодоления повышенных сопротивлений при движении автомобиля по плохим дорогам, бездорожью и на крутых подъемах;
- отсутствие циркуляции мощности в трансмиссии автомобиля;
- возможность движения автомобиля с минимальной устойчивой скоростью (2,5... 5,0 км/ч) при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента.

Рассмотрим требования к раздаточной коробке.

Распределение крутящего момента. Раздаточная коробка должна распределять крутящий момент двигателя между ведущими мостами пропорционально их вертикальным нагрузкам, чтобы автомобиль имел высокую проходимость. Характер распределения крутящего момента зависит от типа раздаточной коробки.

У раздаточных коробок с заблокированным приводом ведомые валы привода ведущих мостов (см. рис. 4.2, а) имеют одинаковую угловую скорость. Эти раздаточные коробки не распределяют крутящий момент двигателя между ведущими мостами автомобиля в какой-либо определенной пропорции. Соотношение между крутящими моментами, подводимыми к ведущим мостам, в этом случае зависит от радиуса поворота автомобиля, разницы радиусов колес, профиля дороги и других факторов.

У раздаточных коробок с дифференциальным приводом крутящий момент двигателя передается от ведущего вала раздаточной коробки к ведомым валам привода ведущих мостов через дифференциал. Поэтому ведомые валы могут вращаться с одинаковыми и неодинаковыми угловыми скоростями.

Распределение крутящего момента между ведущими мостами при таких раздаточных коробках зависит от типа и свойств дифференциала (симметричный, несимметричный, малого трения, блокируемый и др.).

Увеличение тяговой силы. Распределение крутящего момента двигателя между мостами полноприводного автомобиля пропорционально вертикальным нагрузкам, приходящимся на мосты, позволяет получить максимальную тяговую силу на ведущих колесах. С этой целью в раздаточной коробке может применяться симметричный (см. рис. 4.2, а) или несимметричный (см. рис. 4.2, б) дифференциал.

Симметричный дифференциал используется в раздаточных коробках двухосных полноприводных автомобилей, когда сцепной вес при полной нагрузке автомобиля распределяется между мостами примерно поровну.

В полноприводных трехосных автомобилях, где вертикальная нагрузка на передний мост составляет почти половину нагрузки на мосты задней тележки (средний и задний), в раздаточной коробке применяется несимметричный дифференциал. Этот дифференциал распределяет крутящий момент между передним мостом и мостами задней тележки в соответствующей пропорции.

Раздаточные коробки, применяемые в трансмиссии полноприводных автомобилей, обычно выполняют одновременно и функции демультипликатора. Они увеличивают число передач и передаточные числа основной коробки передач и расширяют их диапазон. Это видно из тяговой характеристики (рис. 4.3) полноприводного автомобиля, где штриховыми линиями показаны значения тяговой силы на ведущих колесах при включенной понижающей передаче в раздаточной коробке.

Понижающие передачи большинства раздаточных коробок имеют передаточные числа в пределах $u_p = 1,7 \dots 2$, что существенно повышает тяговую силу на ведущих колесах и позволяет автомобилю двигаться по плохим дорогам, в условиях бездорожья, а также преодолевать крутые подъемы (до $30 \dots 35^\circ$) и водные участки пути.

Увеличение тяговой силы на ведущих колесах автомобиля может быть также достигнуто в результате применения дифференциального привода валов ведущих мостов. Так, например, используемый в раздаточных коробках конический дифференциал хоть и обладает малым трением, но позволяет за счет трения увеличить на $4 \dots 6\%$ суммарную тяговую силу на ведущих колесах автомобиля.

Циркуляция мощности. При заблокированном приводе ведущих мостов в трансмиссии полноприводных автомобилей может воз-

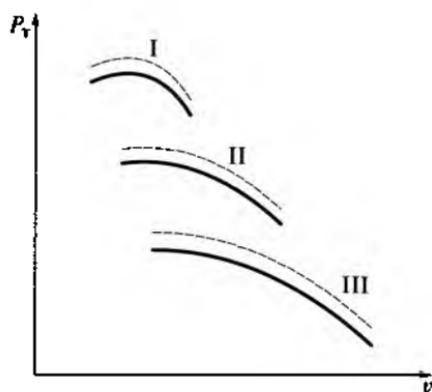


Рис. 4.3. Тяговая характеристика полноприводного автомобиля:

I, II, III — передачи

никнуть циркуляция мощности. Циркуляция мощности происходит вследствие того, что к одним ведущим мостам подводится большая мощность двигателя, а к другим меньшая, чем мощность, необходимая для преодоления сопротивления движению автомобиля. При этом от ведущих мостов с большей подводимой мощностью избыток мощности передается к ведущим колесам мостов с меньшей подводимой мощностью. Затем от колес этих мостов избыток мощности возвращается обратно к раздаточной коробке и через нее снова к мостам с большей подводимой от двигателя мощностью. В результате через трансмиссию ко всем ведущим мостам может передаваться мощность значительно большая, чем требуется для преодоления сопротивления движению автомобиля.

При движении по хорошей горизонтальной дороге циркулирующая мощность может быть значительной. Циркулирующая мощность не используется для преодоления сил сопротивления движению автомобиля, дополнительно нагружает механизмы трансмиссии и шины, вызывает их повышенное изнашивание. Кроме того, из-за увеличения суммарной мощности, передаваемой через механизмы трансмиссии, возрастают потери мощности в трансмиссии и на буксование колес, увеличиваются расход топлива и изнашивание деталей двигателя. Поэтому циркулирующая мощность является вредной, и ее часто называют паразитной мощностью.

При движении автомобиля на повороте или по неровной дороге тангенциальная упругость шин существенно снижает циркуляцию мощности в трансмиссии и происходит только перераспределение крутящего момента между ведущими колесами. Чтобы уменьшить дополнительное изнашивание механизмов трансмиссии шин и расход топлива, вызванных циркуляцией мощности или перераспределением крутящего момента, при раздаточной коробке с заблокированным приводом необходимо включать передний ведущий мост только для повышения проходимости или устойчивости автомобиля. В этих случаях циркуляция мощности обычно незначительна. При движении по хорошим дорогам, когда происходит интенсивная циркуляция мощности в трансмиссии автомобиля, необходимо принудительное отключение переднего ведущего моста для устранения циркуляции мощности или перераспределения крутящего момента.

При дифференциальном приводе циркуляция мощности в трансмиссии отсутствует. Однако в раздаточной коробке должно быть устройство для блокировки дифференциала, иначе при буксовании одного из колес ведущего моста или незаблокированном межколесном дифференциале движение автомобиля невозможно. При дифференциальном приводе передний ведущий мост постоянно включен. Вследствие этого изнашивание шин меньше, чем

при отключении переднего моста при раздаточной коробке с заблокированным приводом.

Минимальная скорость движения. Для движения полноприводных автомобилей в условиях плохих дорог, по бездорожью и сильно деформируемым грунтам, при преодолении крутых подъемов и водных преград раздаточная коробка должна обеспечивать минимальную устойчивую скорость движения автомобиля в пределах 2,5... 5 км/ч.

Такая скорость полноприводного автомобиля может быть достигнута за счет передаточного числа понижающей передачи раздаточной коробки, значение которого гарантирует движение автомобиля при полном использовании сцепного веса и отсутствии буксования ведущих колес. Как указывалось ранее, понижающие передачи у большинства раздаточных коробок, выполняющих одновременно функции демультипликаторов, имеют передаточные числа в пределах $u_p = 1,7 \dots 2$.

4.3. Конструкция раздаточных коробок

На рис. 4.4 показана раздаточная коробка грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости. Коробка — двухступенчатая с прямой и понижающей передачами и заблокированным приводом. Валы переднего моста ведущий 1, промежуточный 8 и приводов переднего 10 и заднего 7 мостов установлены на шариковых подшипниках в картере 3 и крышке 6 раздаточной коробки. Задним концом ведущий вал 1 опирается на цилиндрический роликовый подшипник в выточке вала 7. На шлицах валов установлены шестерня 4 понижающей и прямой передач, шестерня 9 включения переднего моста и ведомые шестерни 2 и 11 понижающей передачи и вала привода переднего моста. Шестерня 5 изготовлена вместе с валом 7. Все шестерни раздаточной коробки прямозубые.

При включении прямой передачи шестерня 4 вводится в зацепление с шестерней 5 и валы 1 и 7 соединяются напрямую. При включении переднего моста шестерня 9 вводится в зацепление с шестернями 5 и 11. Для включения понижающей передачи шестерня 4 вводится в зацепление с шестерней 2. Перед включением понижающей передачи необходимо включить передний мост, иначе передача не включится. Передний мост может быть включен и без понижающей передачи.

Механизм переключения передач раздаточной коробки имеет блокирующее устройство (замок), препятствующее включению понижающей передачи, если выключен передний мост, или выключению моста, если включена понижающая передача. Блокирующее устройство предохраняет механизмы привода колес заднего ведущего моста от перегрузок. Устройство состоит из двух сухарей 15

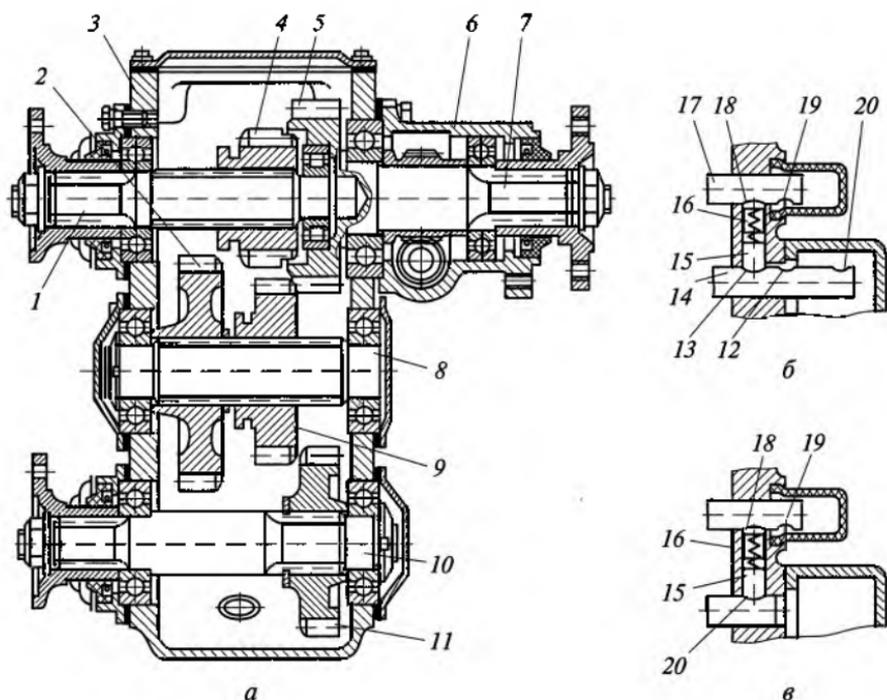


Рис. 4.4. Раздаточная коробка грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости:

a — общий вид; *б, в* — механизм переключения; 1 — ведущий вал; 2, 4, 5, 9, 11 — шестерни; 3 — картер; 6 — крышка; 7, 10 — валы привода мостов; 8 — промежуточный вал; 12, 13, 18, 19, 20 — выемки; 14, 17 — ползуны; 15, 16 — сухари

и 16 и разжимной пружины, которые находятся в картере между ползунами 14 и 17. Под действием разжимной пружины сухари входят в выемки ползунунов. На ползуне 14 переключения передач имеется три выемки. В среднюю глубокую выемку 13 сухарь 15 входит при нейтральном положении шестерни 4, а в крайние меньшей глубины выемки 13 и 20 — при включении соответственно прямой и понижающей передач. Между выемками 12 и 13 выполнена лыска. Ползун 17 имеет две выемки — глубокую 18 для включения переднего моста и меньшей глубины 19 для выключения переднего моста. Положение ползунунов, соответствующее включению переднего моста и прямой передачи, показано на рис. 4.4, *б*, а понижающей передачи и переднего моста — на рис. 4.4, *в*. Выключить передний мост при включенной понижающей передаче невозможно, так как зазор между сухарями блокирующего устройства меньше глубины выемки 18. При включенном переднем мосте сухарь 15 из выемки 12 можно переместить только в выемку 13 по лыске на ползуне 14.

Привод управления раздаточной коробкой имеет два рычага. Один рычаг служит для переключения передач, он связан с ползуном 14. Другой рычаг предназначен для выключения переднего моста, он соединен с ползуном 17. Включать передний мост можно без выключения сцепления, так как скорости вращения шестерен 9 и 11 практически одинаковы.

Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ показана на рис. 4.5. Коробка двухступенчатая с повышающей ($u_p = 0,92$) и понижающей ($u_p = 1,69$) передачами и дифференциальным приводом ведущих мостов.

В картере 17 на подшипниках установлены ведущий вал 1 с ведущей шестерней 2 и шестерней 4 отбора мощности, промежуточный вал 27 с промежуточной шестерней 29 и шестерней 8 понижающей передачи, вал 21 привода переднего моста с шестерней 18 повышающей передачи и вал 11 привода среднего и заднего ведущих мостов. На валу 11 установлен цилиндрический межосевой дифференциал 16. Он состоит из разъемного корпуса, обоймы 12, четырех сателлитов 10, коронной шестерни 13 и шестерен 14 и 15.

При движении автомобиля по хорошей дороге дифференциал должен быть разблокирован, так как передний мост постоянно включен. В этом случае происходит равномерное распределение крутящего момента между передним, средним и задним ведущими мостами и устраняются перегрузки в трансмиссии.

При движении в тяжелых дорожных условиях дифференциал должен быть заблокирован для повышения проходимости автомобиля. Блокировка дифференциала осуществляется пневматическим приводом при помощи пневматической камеры 23, между корпусом и крышкой которой установлена резиноканевая диафрагма 25. Сжатый воздух поступает в полость между крышкой и диафрагмой, перемещает диафрагму и через шток 24 вилкой 22 передвигает муфту 20 и соединяет вал 21 привода переднего моста с корпусом дифференциала 16. В результате дифференциал блокируется, а валы 21 и 11 привода ведущих мостов жестко соединяются и вращаются с одинаковой скоростью.

Переключение передач в раздаточной коробке также осуществляется пневматическим приводом при помощи камер 23, воздух в которые поступает через электропневмоклапаны 26. Для включения повышающей передачи муфта 19 вводится в зацепление с зубчатым венцом шестерни 18. При включении понижающей передачи муфта 28 соединяет шестерни 29 и 8. Для предотвращения одновременного включения двух передач в раздаточной коробке имеется блокирующий механизм.

В раздаточной коробке имеется люк, закрытый крышкой 3, для установки специальной коробки отбора мощности, а также маслосборник 7 для смазывания наиболее нагруженного роликового

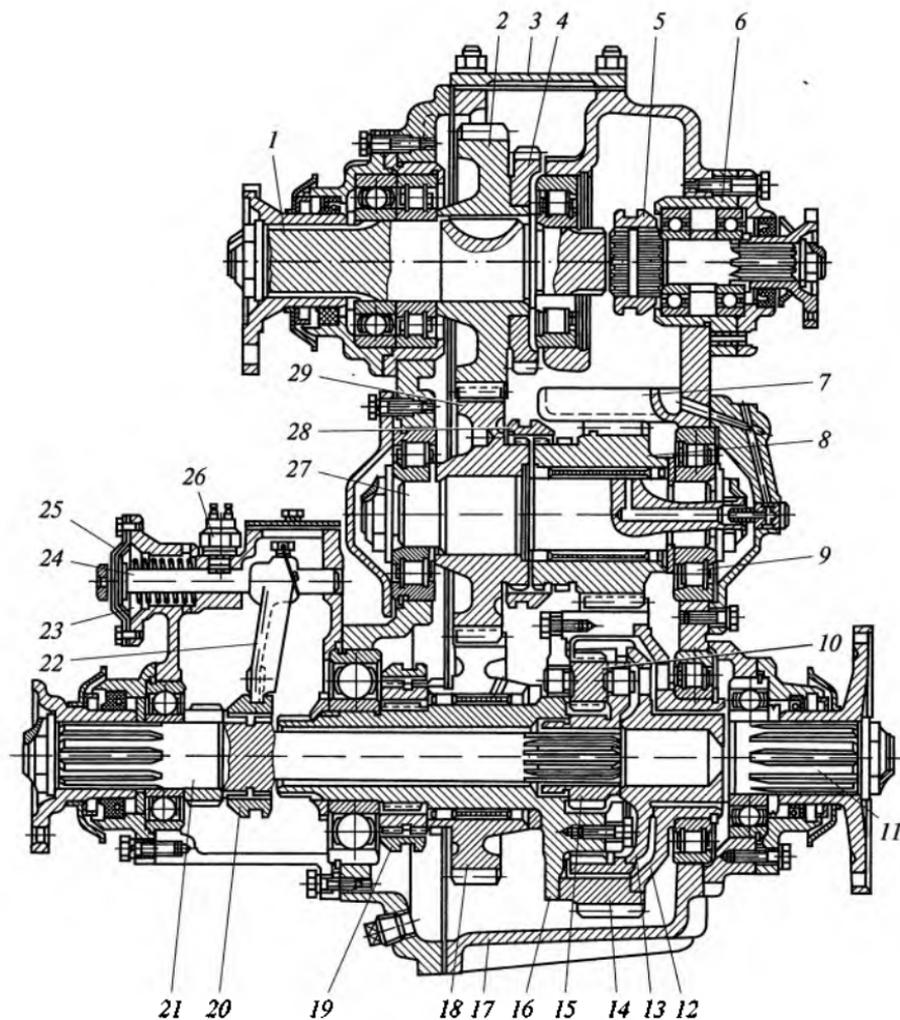


Рис. 4.5. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — ведущий вал; 2, 4, 8, 13, 14, 15, 18, 29 — шестерни; 3 — крышка; 5, 19, 20, 28 — муфты; 6 — коробка отбора мощности; 7 — маслосборник; 9 — подшипник; 10 — сателлиты; 11, 21 — валы привода мостов; 12 — обойма; 16 — дифференциал; 17 — картер; 22 — вилка; 23 — пневматическая камера; 24 — шток; 25 — диафрагма; 26 — клапаны; 27 — промежуточный вал

подшипника 9. К раздаточной коробке прикреплена коробка 6 отбора мощности на лебедку с муфтой 5 включения и выключения.

Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей ЗИЛ показана на рис. 4.6. Коробка — двухступенчатая, с прямой

($u_p = 1$) и понижающей ($u_p = 2,08$) передачами, блокированным приводом переднего моста и несоосными валами привода ведущих мостов. Коробка не имеет промежуточного вала.

В картере 5 и крышке 7 раздаточной коробки на подшипниках установлены ведущий вал 1, вал 15 привода переднего ведущего моста и вал 10 привода среднего и заднего мостов. При этом задний конец вала 1 установлен в выточке вала 10 на цилиндрическом роликовом подшипнике. На ведущем валу 1 закреплена шпонкой шестерня 2 понижающей передачи и на шлицах установлена скользящая шестерня 4 включения прямой передачи. Вал 10 привода задних мостов изготовлен как единое целое с шестерней 6, имеющей внутренний зубчатый венец. На валу закреплена шестерня 8 привода спидометра. На валу 15 привода переднего моста свободно установлены на игольчатых подшипниках промежуточные косозубые шестерни 12 и 14 понижающей передачи, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 2 и 6 ведущего вала и вала привода задних мостов. Подвижная муфта 13, установленная на зубчатом венце шестерни 14, служит для включения

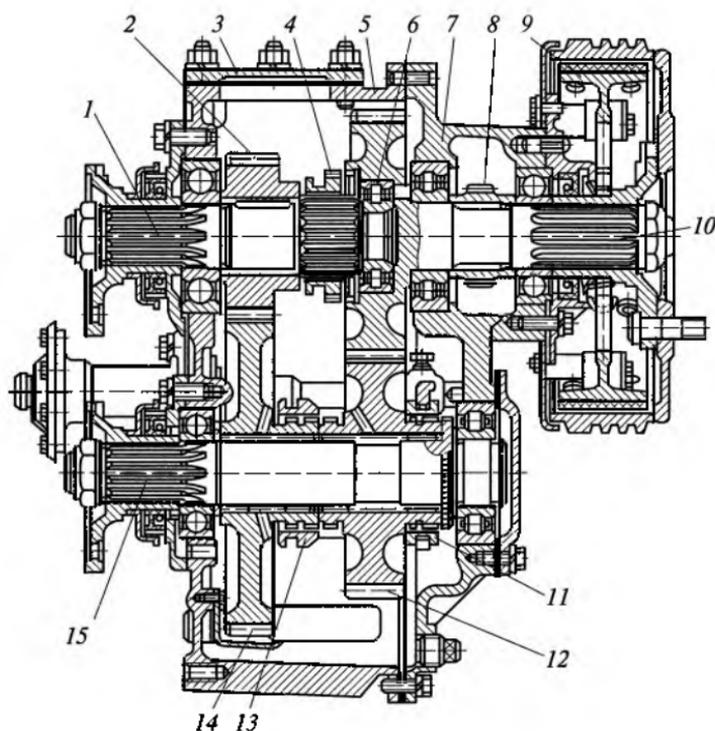


Рис. 4.6. Раздаточная коробка полноприводных грузовых автомобилей ЗИЛ: 1 — ведущий вал; 2, 4, 6, 8, 12, 14 — шестерни; 3, 7 — крышки; 5 — картер; 9 — тормозной механизм; 10, 15 — валы привода ведущих мостов; 11, 13 — муфты

понижающей передачи, а муфта 11, установленная на зубчатом венце шестерни 12, — для включения переднего моста.

При включении прямой передачи скользящая шестерня 4 входит в зацепление с внутренним зубчатым венцом шестерни 6 и ведущий вал 1 и вал привода задних мостов соединяются напрямую. При включении понижающей передачи муфта 13 соединяет шестерни 14 и 12 и крутящий момент передается на средний и задний ведущие мосты. Одновременно с этим автоматически муфта 11 соединяет шестерню 12 с зубчатым венцом вала 15 и крутящий момент передается на передний ведущий мост.

Механизм переключения передач имеет шариковые фиксаторы, исключающие самопроизвольное включение передач, и шариковый блокирующий механизм, препятствующий одновременному включению обеих передач. Переключение передач в раздаточной коробке проводится специальным рычагом.

Автоматическое включение переднего моста осуществляется с помощью электропневматического привода и только при включении понижающей передачи раздаточной коробки. Это упрощает управление автомобилем в сложных условиях движения по бездорожью и предохраняет задние ведущие мосты от перегрузки на понижающей передаче. При необходимости (например, при движении на скользкой дороге) передний мост может быть включен принудительно при прямой передаче раздаточной коробки с помощью специального переключателя, расположенного на переднем щитке приборов.

На раздаточной коробке установлен центральный трансмиссионный (стояночный) тормозной механизм 9. Крышка 3 закрывает люк в картере 5, предназначенный для присоединения коробки отбора мощности. Отбор мощности производится от шестерни 2 ведущего вала 1. В крышке люка находится сапун, предотвращающий появление избыточного давления в раздаточной коробке вследствие изменения температуры.

На рис. 4.7 представлена раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости с постоянно включенным передним мостом.

Раздаточная коробка — двухступенчатая с соосными валами привода ведущих мостов с принудительно блокируемым межосевым дифференциалом и ручным управлением. Две передачи (низшая и высшая) с передаточными числами 2,135 и 1,2 позволяют увеличить передаточные числа трансмиссии и удвоить общее число передач, что дает возможность эффективнее использовать автомобиль в различных дорожных условиях. Межосевой дифференциал обеспечивает постоянный привод переднего и заднего ведущих мостов, что повышает устойчивость автомобиля. Принудительная блокировка дифференциала повышает проходимость автомобиля. Высшая передача в раздаточной коробке включается при

движении по дорогам с твердым покрытием и хорошим сцеплением, а низшая передача — для преодоления крутых подъемов, при движении по мягким грунтам и для получения минимальной устойчивой скорости движения на дорогах с твердым покрытием. Блокировка дифференциала производится при преодолении труднопроходимых участков дорог. Переключение передач и блокировка дифференциала производится с помощью рычагов, установленных на раздаточной коробке.

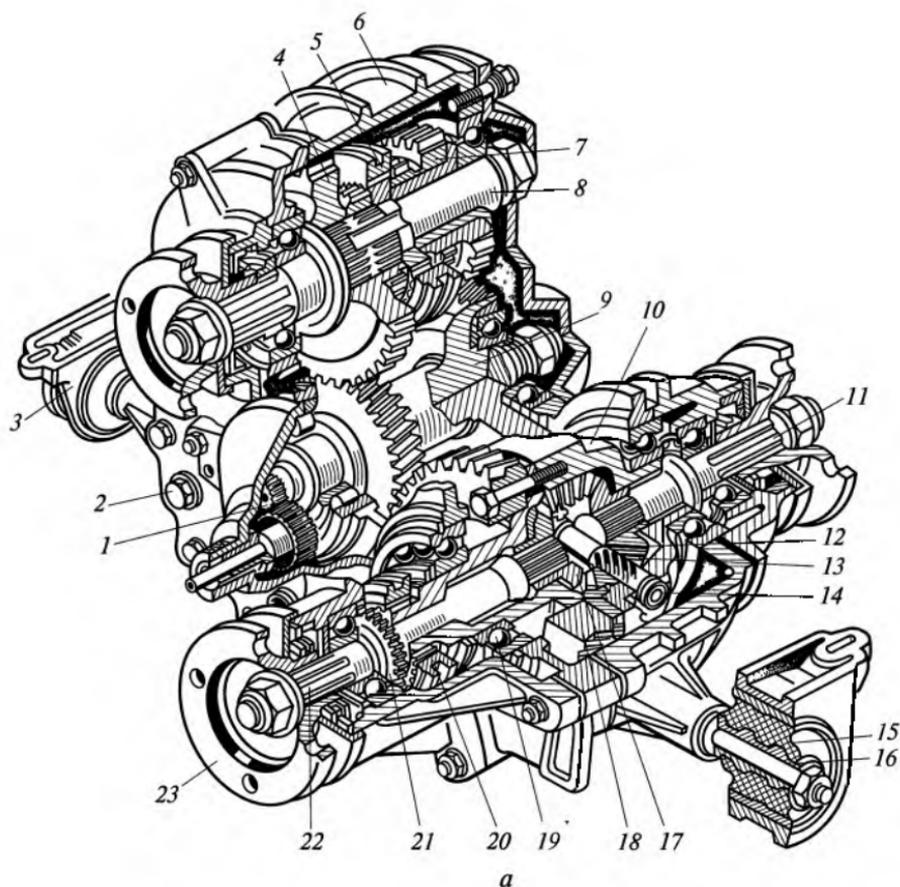
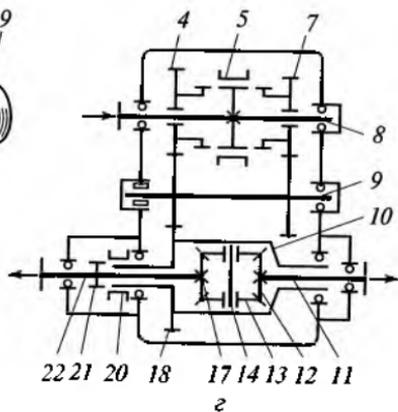
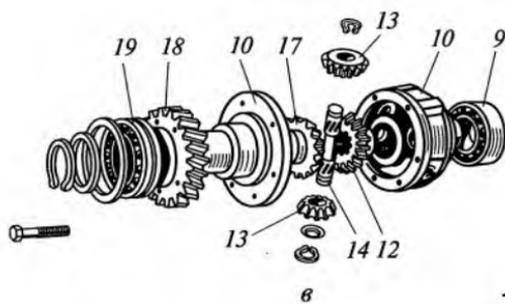
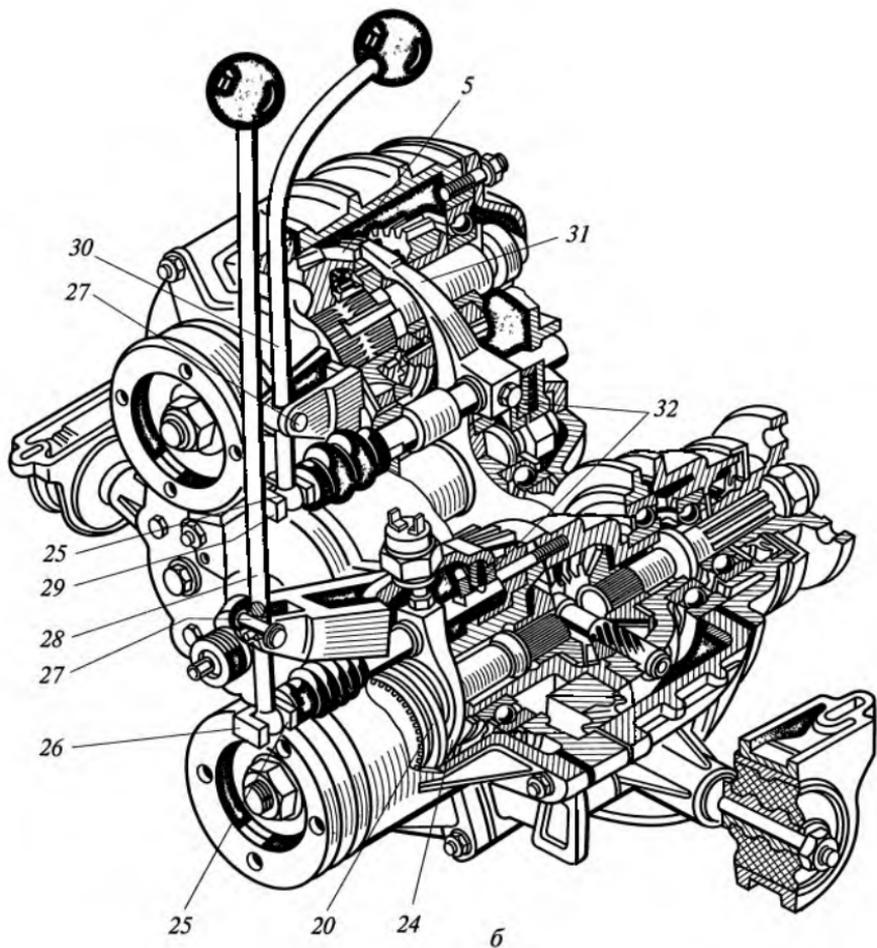


Рис. 4.7. Раздаточная коробка легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

a, б — общий вид; *в* — детали дифференциала; *г* — схема; 1 — редуктор привода спидометра; 2 — пробка; 3 — кронштейн; 4, 7, 12, 17, 18 — шестерни; 5, 20 — муфты; 6 — картер; 8, 9 — ведущий и промежуточный валы; 10 — корпус дифференциала; 11, 22 — валы привода ведущих мостов; 13 — сателлит; 14, 16, 27 — оси; 15 — подушка; 19 — подшипник; 21 — зубчатый венец; 23 — фланец; 24, 31 — вилки; 25 — пружина; 26, 29 — ползуны; 28, 30 — рычаги; 32 — фиксатор



В картере 6 раздаточной коробки, отлитом из алюминиевого сплава, на подшипниках установлены ведущий 8 и промежуточный 9 валы, валы привода переднего 22 и заднего 11 мостов с фланцами 23 и корпус 10 дифференциала.

На ведущем валу 8 свободно установлены косозубые шестерни высшей 4 и низшей 7 передач, имеющие зубчатые венцы и находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями промежуточного вала 9, который выполнен в виде блока шестерен. Между шестернями 4 и 7 на валу неподвижно закреплена ступица муфты 5 переключения передач, имеющая внешние шлицы, на которых установлена скользящая муфта. При включении высшей передачи муфта 5 переключения передач стопорит на ведущем валу 8 свободно вращающуюся шестерню 4, а при включении низшей передачи — шестерню 7. Блок шестерен промежуточного вала 9 находится в постоянном зацеплении с косозубой ведомой шестерней 18, прикрепленной болтами к корпусу 10 дифференциала, который состоит из двух частей и установлен на подшипниках 19. На корпусе дифференциала на шлицах находится подвижная муфта 20 блокировки дифференциала. Внутри корпуса дифференциала установлена ось 14 с двумя сателлитами 13, находящимися в постоянном зацеплении с шестернями 17 и 12, которые связаны с шлицевыми концами валов 22 и 11 привода переднего и заднего ведущих мостов автомобиля. Вал 22 привода переднего моста в отличие от вала 11 привода заднего моста выполнен более длинным и имеет зубчатый венец 21 для блокировки дифференциала. При блокировке дифференциала подвижная муфта 20 соединяет вал 22 с корпусом 10 дифференциала. На картере 6 установлен редуктор 1 привода спидометра, соединенный с промежуточным валом 9.

Механизм переключения передач раздаточной коробки состоит из рычага переключения 30, ползуна 29, вилки 31 и шарикового фиксатора 32. Рычаг 30 шарнирно установлен на оси 27 в пружинах кронштейна. Рычаг имеет фигурный конец, который входит в паз ползуна 29 и уплотняется в нем пружиной 25. На ползуне закреплена вилка 31, входящая в выточку муфты 5 переключения передач. Шариковый фиксатор 32 удерживает ползун 29 в нейтральном и включенном положениях.

Привод блокировки дифференциала имеет устройство, аналогичное механизму переключения передач раздаточной коробки. Привод состоит из рычага 28, ползуна 26 с вилкой 24 и шарикового фиксатора 32. Раздаточная коробка крепится к кузову автомобиля на двух опорах, установленных на осях 16. Каждая опора состоит из кронштейна 3, в который запрессована резиновая подушка 15. Под опорами подвески раздаточной коробки размещаются регулировочные прокладки для ее центровки и правильной установки по отношению к коробке передач. В раздаточную ко-

робку через отверстие с резьбовой пробкой 2 заливается трансмиссионное масло. Внутренняя полость раздаточной коробки сообщается с атмосферой через сапун.

На рис. 4.8 показана раздаточная коробка легкового автомобиля повышенной проходимости с передним ведущим мостом, включаемым при движении в тяжелых дорожных условиях и выключаемым на дорогах с усовершенствованным покрытием.

Раздаточная коробка двухступенчатая, с несоосными валами привода ведущих мостов и ручным управлением. Две передачи (прямая и низшая) с передаточными числами 1,0 и 1,94 увеличивают диапазон передаточных чисел коробки передач и тяговую силу на ведущих колесах автомобиля, повышая его проходимость.

На шлицах ведущего вала 1 установлена подвижная шестерня 2, предназначенная для включения прямой и низшей передач. При введении в зацепление шестерни 2 с шестерней 3 вала привода заднего моста валы 1 и 4 соединяются между собой, и включается прямая передача. При зацеплении шестерни 2 с шестерней 9 промежуточного вала 6 включается низшая передача. На шлицах промежуточного вала 6 установлена подвижная шестерня 5 для

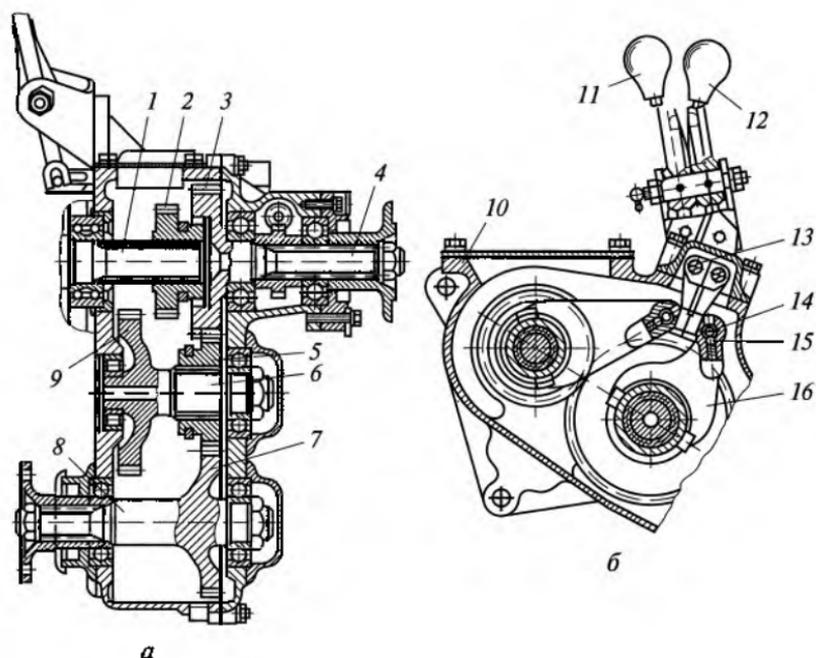


Рис. 4.8. Раздаточная коробка легкового автомобиля повышенной проходимости:

a — общий вид; *b* — механизм управления; 1 — ведущий вал; 2, 3, 5, 7, 9 — шестерни; 4, 8 — валы привода мостов; 6 — промежуточный вал; 10 — картер; 11, 12 — рычаги; 13 — ползун; 14 — шток; 15 — шарик; 16 — вилка

включения и выключения переднего моста. При выведении шестерни 5 из зацепления с шестерней 7 вала 8 выключается передний мост автомобиля, но зацепление шестерни 7 с шестерней 3 вала 4 привода заднего моста сохраняется. Картер 10 раздаточной коробки отлит из чугуна и имеет разъем в плоскости, перпендикулярной осям валов привода, которые уплотнены манжетами. Механизм включения низшей передачи и переднего моста состоит из вилок 16, установленных подвижно на штоках 14. Вилки входят в проточки шестерен 2 и 5 и могут перемещаться на штоках с помощью рычагов, закрепленных на ползунах 13, соединенных с рычагами управления. Рычаг 11 служит для переключения передач, а рычаг 12 — для включения и выключения переднего моста.

Для предохранения трансмиссии автомобиля от перегрузок при включении низшей передачи, если не включен передний мост, служит стальной шарик 15. Шарик размещен в канале между ползунами 13 и не позволяет включать низшую передачу, пока не включен передний мост.

4.4. Расчет раздаточной коробки

Расчет деталей раздаточной коробки на прочность выполняется аналогично расчету коробки передач. Отличие состоит в определении расчетных нагрузок и в выборе допустимых напряжений в деталях раздаточной коробки.

Детали раздаточной коробки более длительное время работают под нагрузкой, чем такие же детали коробки передач. Поэтому допустимые напряжения при их работе должны быть несколько меньше (почти на 20 %).

При расчете сил, действующих на зубья шестерен, необходимо учитывать передаточное число низшей передачи раздаточной коробки. При этом должны быть известны максимальные крутящие моменты на ведомых (выходных) валах раздаточной коробки. Эти моменты определяют исходя из условий сцепления колес автомобиля с дорогой.

Расчетный крутящий момент на ведомом валу

$$M_{\text{в}} = \frac{\varphi_{\text{x}} G_{\text{в}} r_{\text{k}}}{u_{\text{r}}},$$

где $\varphi_{\text{x}} = 0,8$ — коэффициент сцепления; $G_{\text{в}}$ — нагрузка на колеса ведущего моста; r_{k} — радиус колеса; u_{r} — передаточное число главной передачи.

Расчетный крутящий момент на ведущем (входном) валу раздаточной коробки определяется из уравнения мощности, подводимой к раздаточной коробке:

$$M_B \omega_B = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2,$$

где M_1 и M_2 — максимальные крутящие моменты на ведомых валах привода переднего и заднего ведущих мостов; ω_1 и ω_2 — угловые скорости ведомых валов; ω_B — угловая скорость ведущего вала.

Из последнего выражения находим

$$M_B = M_1 u_1 + M_2 u_2,$$

где u_1 и u_2 — передаточные числа между ведомыми валами переднего и заднего мостов и ведущим валом раздаточной коробки.

Время работы раздаточной коробки на высшей передаче составляет 85...90 %, а на низшей передаче — 10...15 % общего времени ее работы. С учетом этого необходимо рассчитывать и выбирать подшипники валов раздаточной коробки.

Валы и шестерни раздаточной коробки выполняют из стали марок 40Х; 18ХГТ; 30ХГТ; 15ХГНТА.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой и для чего служит раздаточная коробка?
2. Какие бывают типы раздаточных коробок? Укажите их преимущества и недостатки.
3. Какие требования предъявляются к раздаточной коробке?
4. На каких типах автомобилей применяются раздаточные коробки?
5. Что такое циркуляция мощности, где в автомобиле она происходит и почему циркулирующая мощность является вредной?
6. На какие нагрузки рассчитывают детали раздаточной коробки?

5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

5.1. Назначение и типы карданных передач и карданных шарниров

Карданной называется передача, осуществляющая силовую связь механизмов автомобиля, валы которых несоосны или расположены под углом.

Карданная передача служит для передачи крутящего момента между валами механизмов.

В зависимости от типа, компоновки и конструкции автомобиля карданная передача может передавать крутящий момент от коробки передач к раздаточной коробке или к главной передаче ведущего моста, от раздаточной коробки к главным передачам ведущих мостов, между главными передачами среднего и заднего ведущих мостов, от полуосей к передним ведущим и управляемым колесам, от главной передачи к ведущим колесам с независимой подвеской. Карданная передача может также применяться в приводе от коробки отбора мощности к вспомогательным механизмам (лебедка и др.) и для связи рулевого колеса с рулевым механизмом.

Для соединения механизмов автомобиля применяются карданные передачи различного типа (рис. 5.1).

Одновальные карданные передачи (рис. 5.2, а) применяются на легковых автомобилях с короткой базой (база — расстояние между передними и задними колесами) и колесной формулой 4×2 для соединения коробки передач I с задним ведущим мостом 4. Такая карданная передача состоит из карданного вала 3 и двух карданных шарниров 2.

Двухвальная карданная передача (рис. 5.2, б) применяется на автомобилях с длинной базой и колесной формулой 4×2 для свя-

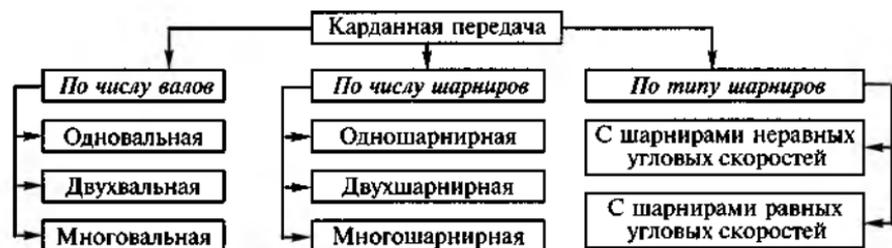


Рис. 5.1. Типы карданных передач, классифицированных по различным признакам

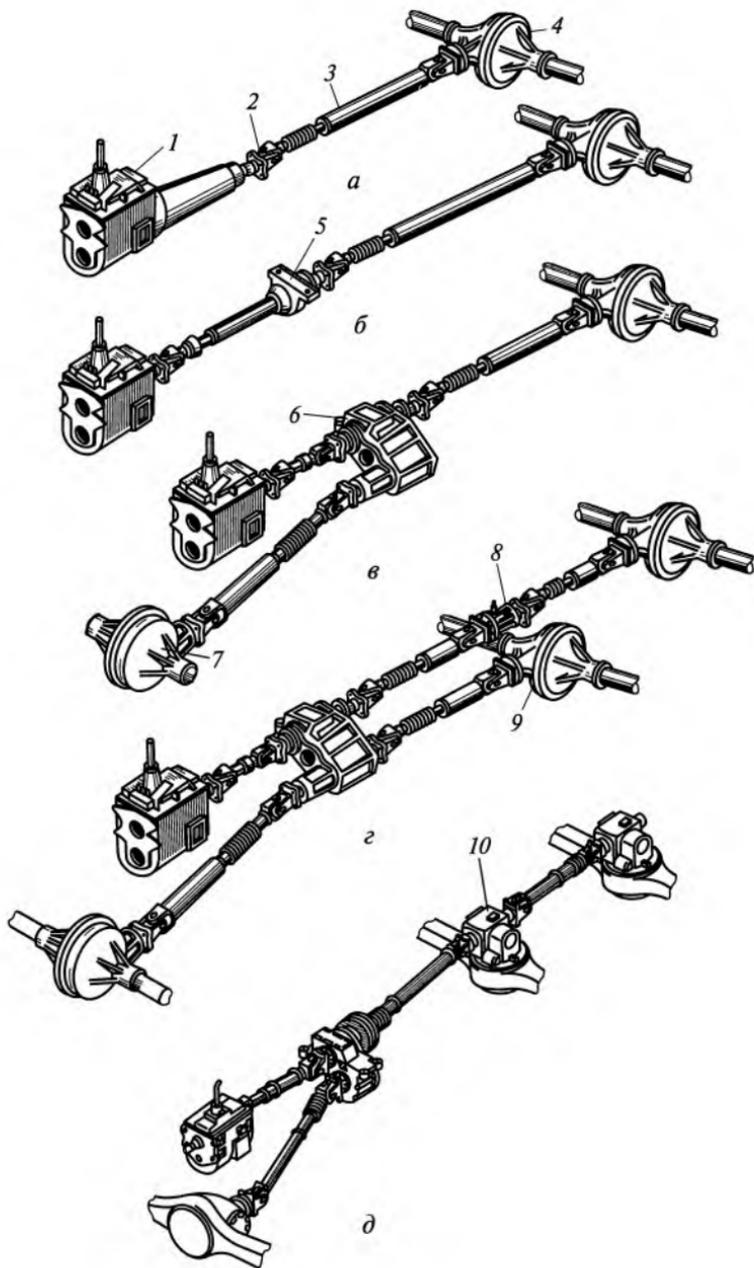


Рис. 5.2. Карданные передачи:

1 — коробка передач; 2 — карданный шарнир; 3 — карданный вал; 4, 7, 9 — ведущие мосты; 5, 8 — промежуточные опоры; 6 — раздаточная коробка; 10 — редуктор

зи коробки передач с задним ведущим мостом. Передача включает в себя два карданных вала, три карданных шарнира и промежуточную опору 5. Эта карданная передача получила наибольшее распространение на легковых, грузовых автомобилях и автобусах ограниченной проходимости.

На автомобилях повышенной проходимости с колесной формулой 4×4 используются три одновальных карданных передачи (рис. 5.2, в) для соединения соответственно коробки передач с раздаточной коробкой 6, а также раздаточной коробки с задним и передним 7 ведущими мостами.

На автомобилях высокой проходимости с колесной формулой 6×6 (рис. 5.2, г) и индивидуальным приводом ведущих мостов раздаточная коробка соединяется с задним ведущим мостом двухвальной карданной передачей с промежуточной опорой 8. Связь коробки передач с раздаточной коробкой с передним и средним 9 ведущими мостами этих автомобилей осуществляется одновальными карданными передачами.

В автомобилях высокой проходимости с колесной формулой 6×6 и со средним проходным ведущим мостом (рис. 5.2, д) для связи коробки передач с раздаточной коробкой и раздаточной коробки с ведущими мостами используются одновальные карданные передачи. При этом обеспечивается привод дополнительного редуктора 10 среднего моста.

Одновальные и двухвальные карданные передачи, используемые для соединения коробки передач, раздаточной коробки и ведущих мостов автомобилей, имеют карданные шарниры неравных угловых скоростей. Карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей на автомобилях применяются для привода передних управляемых и одновременно ведущих колес.

Карданные шарниры. Карданным шарниром или карданом называется подвижное соединение, обеспечивающее передачу вращения между валами, оси которых пересекаются под углом.

В автомобилях применяются карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей. Первые называются асинхронными шарнирами, а вторые — синхронными.

Карданный шарнир неравных угловых скоростей (рис. 5.3, а) состоит из вилки 1 ведущего вала, вилки 3 ведомого вала и крестовины 2, соединяющей вилки с помощью игольчатых подшипников. Вилка 3 может поворачиваться относительно оси OO крестовины и одновременно с крестовиной поворачиваться относительно оси O_1O_1 при передаче вращения с ведущего вала на ведомый при изменяющемся угле γ между валами.

Если ведущий вал повернется на некоторый угол α , то ведомый вал за это время повернется на угол β , и соотношение между углами поворота будет

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma.$$



Рис. 5.3. Карданные шарниры:

a — неравных угловых скоростей; *б, в* — равных угловых скоростей; 1, 3, 8, 11 — вилки; 2 — крестовина; 4, 5 — валы; 6, 7 — шарики; 9, 10 — кулачки; 12 — паз; 13 — шип

Следовательно, валы вращаются с разными скоростями ($\omega_1 \neq \omega_2$), а ведомый вал — еще и неравномерно. Неравномерность вращения валов зависит от угла γ между валами.

Степень неравномерности вращения ведомого вала оценивается коэффициентом неравномерности

$$K_H = \frac{\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min}}{\omega_1}$$

При увеличении угла γ между валами неравномерность вращения ведомого вала значительно возрастает (рис. 5.4). Для устранения неравномерного вращения используют два карданных шарнира неравных угловых скоростей, которые устанавливают на концах карданного вала. Тогда неравномерность вращения, создаваемая первым карданным шарниром, выравняется вторым карданным шарниром, и ведомый вал вращается равномерно со скоростью ведущего вала.

Карданные шарниры неравных угловых скоростей допускают передачу вращения при углах γ между валами до $15 \dots 20^\circ$.

Наиболее распространенными карданными шарнирами равных угловых скоростей являются шариковые и кулачковые шарниры.

Шариковый карданный шарнир равных угловых скоростей (см. рис. 5.3, б) состоит из фасонных вилок, изготовленных как единое целое с ведущим 4 и ведомым 5 валами. Вилки имеют овальные делительные канавки, в которых находятся рабочие ша-

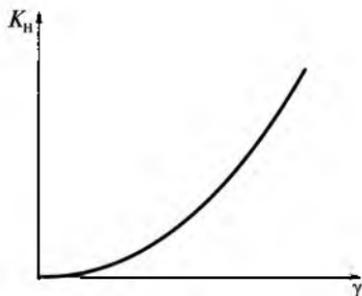


Рис. 5.4. График зависимости неравномерности вращения карданного вала от угла γ между валами

рики 6. Центрирование вилок осуществляется шариком 7, размещенным в сферических углублениях внутренних концов вилок. Вращение с вала 4 на вал 5 передается через рабочие шарики 6.

Канавки вилок имеют специальную форму, которая независимо от изменения угла γ между валами обеспечивает расположение рабочих шариков в биссекторной плоскости AA , делящей угол θ пополам. В результате этого оба вала вращаются с равными скоростями ($\omega_1 = \omega_2$).

Шариковый карданный шарнир такого типа может передавать вращение при углах γ между валами, достигающими $30 \dots 32^\circ$. Шарнир прост по конструкции и сравнительно недорог при изготовлении. Однако он имеет ускоренный износ из-за наличия скольжения рабочих шариков относительно канавок и высокого давления между шариками и канавками.

Кулачковый карданный шарнир равных угловых скоростей (см. рис. 5.3, в) состоит из двух вилок 8 и 11, изготовленных совместно с валами, и двух кулачков 9 и 10 специальной формы. Кулачки установлены в вилках и соединены между собой с помощью шипа 13 и паза 12. При такой конструкции вилки 8 и 11 могут качаться в своих кулачках в одной плоскости и вместе с кулачками в другой плоскости.

Кулачковый карданный шарнир равных угловых скоростей по своему действию аналогичен действию двух сочлененных карданных шарниров неравных угловых скоростей (сдвоенному карданному шарниру), из которых первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй — устраняет эту неравномерность. В результате обеспечивается равномерное вращение валов соединяемых кулачковым шарниром.

Кулачковые карданные шарниры имеют простую конструкцию, большую опорную поверхность и небольшие напряжения смятия. Эти шарниры в зависимости от своих размеров способны передавать большой крутящий момент ($8 \dots 30 \text{ кН} \cdot \text{м}$). При этом передача крутящего момента возможна при углах между валами $\gamma = 45 \dots 50^\circ$. Однако КПД кулачковых карданных шарниров меньше, чем у шариковых шарниров.

Кулачковые карданные шарниры равных угловых скоростей применяются на автомобилях большой грузоподъемности в приводе к передним ведущим управляемым колесам.

5.2. Требования к карданной передаче

Дополнительно к общим требованиям к системам, агрегатам и механизмам автомобиля (см. подразд. 1.2) к карданной передаче предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- передачу крутящего момента и равномерное вращение валов соединяемых механизмов независимо от угла между валами;
- передачу крутящего момента без создания в трансмиссии автомобиля дополнительных нагрузок;
- высокий КПД;
- бесшумность при работе.

Рассмотрим требования к карданной передаче.

Равномерность вращения валов. Взаимное расположение валов механизмов, соединяемых карданной передачей, и угол между валами существенно влияют на конструкцию и работу карданной передачи.

Угол между валами зависит главным образом от механизмов, которые соединяет карданная передача. Когда карданная передача соединяет коробку передач и раздаточную коробку, которые установлены на раме или кузове, то угол наклона соединяющего карданного вала составляет $3 \dots 5^\circ$. Если карданная передача связывает коробку передач или раздаточную коробку с главной передачей, или главную передачу ведущего моста с ведущими колесами (при независимой подвеске), наклон карданного вала может быть $12 \dots 15^\circ$. Наибольший угол между соединяемыми валами может достигать $30 \dots 32^\circ$ в том случае, когда карданная передача применяется для передачи крутящего момента ведущему управляемому колесу. Независимо от угла между соединяемыми валами карданная передача должна обеспечивать передачу крутящего момента и равномерное вращение валов. Это достигается выбором типа и кинематики карданной передачи и ее карданных шарниров.

При одновальной карданной передаче, двух карданных шарнирах неравных угловых скоростей и валах, расположенных в одной плоскости (рис. 5.5, а), ведущие вилки шарниров устанавливают под углом 90° одна относительно другой. В этом случае равномерное вращение валов соединяемых механизмов может быть достигнуто при условии расположения вилок карданного вала в

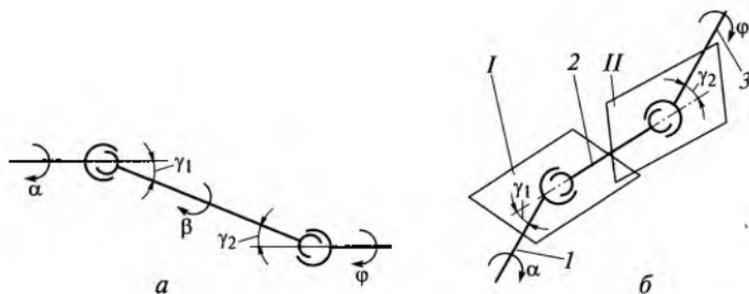


Рис. 5.5. Схемы одновальной двухшарнирной карданной передачи:

а — плоской; б — пространственной; 1, 3 — валы механизмов; 2 — карданный вал; I, II — плоскости расположения вилок карданных валов

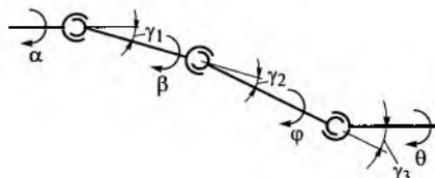


Рис. 5.6. Схема двухвальной трехшарнирной карданной передачи

одной плоскости и при равенстве углов между карданным валом и соединяемыми валами ($\gamma_1 = \gamma_2$).

При двухвальной карданной передаче, трех карданных шарнирах неравных угловых скоростей и валах, расположенных в одной плоскости (рис. 5.6), равномерность вращения соединяемых валов возможна при условии $\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 = \cos\gamma_3$. При этом вилки первого карданного вала должны располагаться под углом 90° одна относительно другой, а вилки второго карданного вала устанавливаются в одной плоскости.

При движении автомобиля углы γ_2 и γ_3 двухвальной карданной передачи могут изменяться, а угол γ_1 остается постоянным. Следовательно, полное устранение неравномерности вращения валов в этом случае невозможно. В связи с этим первый карданный вал следует устанавливать с некоторым наклоном, чтобы уменьшить разрушения в игольчатых подшипниках карданных шарниров.

В некоторых автомобилях используются пространственные карданные передачи. В такой передаче (см. рис. 5.5, б) валы 1 и 3 соединяемых механизмов расположены не в одной, а в разных плоскостях. Для равномерности вращения валов 1 и 3 необходимо, чтобы вилка карданного шарнира, связанная с валом 1, лежала в плоскости I, вилка карданного шарнира, связанная с валом 3, — в плоскости II и сохранялось равенство углов между карданным валом и соединяемыми валами ($\gamma_1 = \gamma_2$).

Равномерное вращение соединяемых валов достигается в трансмиссии автомобиля также применением карданных шарниров равных угловых скоростей (шариковых, кулачковых).

Дополнительные нагрузки. Карданная передача является частью сложной силовой крутильной системы трансмиссии автомобиля. При работе карданной передачи в трансмиссии обычно возникают дополнительные нагрузки (изгибающие, скручивающие, осевые, вибрационные), вызванные прежде всего неравномерным вращением карданного вала. При этом угловые ускорения, обусловленные наличием карданной передачи, могут вызвать значительные крутильные колебания в трансмиссии и повышенные напряжения в валах и зубьях шестерен механизмов трансмиссии.

Вследствие неравномерности вращения карданного вала трансмиссия нагружается инерционным моментом

$$M_{и} = J_{а} \frac{d\omega}{dt},$$

где J_a — момент инерции вращающихся частей автомобиля, приведенный к карданному валу.

Уменьшение инерционного момента и, следовательно, снижение дополнительных нагрузок в трансмиссии возможно при обеспечении равномерности вращения карданного вала. Это достигается, как указывалось ранее, выбором типа и кинематики карданной передачи и ее карданных шарниров (см. рис. 5.5, а). Так как $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1$; $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_2$, то

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}.$$

Если углы между карданным валом и соединяемыми валами равны ($\gamma_1 = \gamma_2$), то углы поворота соединяемых валов также равны ($\alpha = \varphi$). Следовательно, соединяемые валы механизмов трансмиссии вращаются с одинаковой угловой скоростью. В этом случае вследствие малого момента инерции карданного вала нагрузка трансмиссии инерционным моментом, вызванная неравномерным вращением этого вала, будет небольшой.

Подвижное шлицевое соединение в карданной передаче компенсирует изменение ее длины при движении автомобиля. При передаче крутящего момента в шлицевом соединении возникает осевая сила

$$Q = \frac{M_{\max} u_{\text{кл}}}{r_{\text{ср}}} \mu,$$

где M_{\max} — максимальный момент двигателя; $u_{\text{кл}}$ — передаточное число i передачи коробки передач; $r_{\text{ср}}$ — средний радиус боковой поверхности шлицов; μ — коэффициент трения.

Осевые силы на шлицах, имеющих малую рабочую поверхность, достигают больших значений (20...40 кН в грузовых автомобилях), они могут даже вызвать заклинивание шлицевого соединения. Эти силы вызывают интенсивное изнашивание шлицов, что приводит к увеличению дисбаланса карданной передачи и возникновению вибраций. Кроме того, создаются дополнительные нагрузки на карданные шарниры, промежуточную опору карданной передачи и на подшипники коробки передач и главной передачи. Осевые силы являются одной из главных причин снижения в 2—3 раза долговечности карданной передачи по сравнению с другими агрегатами автомобиля.

Для уменьшения осевых сил подвижное шлицевое соединение следует размещать не вблизи заднего ведущего моста, а около промежуточной опоры или коробки передач. Осевые силы уменьшаются при снижении трения в шлицевом соединении путем улучшения смазывания, повышения твердости и чистоты обработки поверхностей шлицов. Однако даже при обильном смазывании

шлицевого соединения смазочный материал не удерживается на поверхности трения и перемещение в шлицевом соединении происходит при коэффициенте трения $\mu = 0,2$, а иногда, при задирах, при $\mu = 0,4$.

Вибрационные нагрузки в трансмиссии автомобиля возникают вследствие неправильной установки карданных шарниров карданной передачи. В эксплуатации при неправильно собранной карданной передаче ее долговечность снижается в несколько раз.

КПД карданной передачи. Значение КПД карданной передачи, а следовательно, и трансмиссии автомобиля во многом зависит от типа и числа карданных шарниров и их КПД.

Высокий КПД карданной передачи имеет большое значение в многоосных автомобилях вследствие большого числа карданных шарниров. Поэтому даже при высоком КПД одного шарнира (0,985...0,99) и обычном распределении мощности и крутящего момента потери на трение во всех карданных шарнирах могут быть значительными (4...6%), что приводит к снижению общего КПД трансмиссии автомобиля.

Карданные шарниры неравных угловых скоростей на игольчатых подшипниках (см. рис. 5.3, а) имеют высокий КПД при условии соблюдения технологии производства и надежного смазывания игольчатых подшипников во время эксплуатации.

Потери в карданном шарнире неравных угловых скоростей во многом зависят от угла между соединяемыми валами. С увеличением угла γ между валами КПД шарнира существенно снижается (рис. 5.7). Поэтому для уменьшения угла γ на некоторых автомобилях двигатель располагают с наклоном 2...3°. С этой целью иногда задний ведущий мост автомобиля устанавливают так, чтобы ведущий вал главной передачи имел небольшой наклон. Однако уменьшать угол γ между валами до нуля нельзя, так как шарнир может выйти из строя, что связано с бринеллирующим воздействием (выдавливанием канавок) игл подшипников на поверхности шипов крестовины и стаканов подшипников.

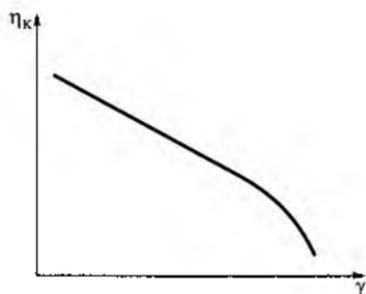


Рис. 5.7. Зависимость КПД карданного шарнира неравных угловых скоростей от угла между валами

Бринеллирующее воздействие игл подшипников увеличивается при большом суммарном межигловом зазоре, когда иглы перекашиваются и создают высокое давление на шипы крестовины шарнира.

Суммарный межигловый зазор в карданных шарнирах составляет 0,1...0,15 мм. Этот зазор не должен превышать половину диаметра иглы подшипника. В карданных шарнирах

автомобиля обычно используются подшипники с диаметром игл, равным 2...3 мм.

Иглы подшипника подбираются с одинаковыми размерами (по допускам). Замена или перестановка игл в подшипнике не допускается.

Надежность игольчатых подшипников и их ресурс определяют в эксплуатации надежность карданного шарнира.

Шариковые карданные шарниры равных угловых скоростей (см. рис. 5.3, б) имеют высокий КПД. В четырехшариковых шарнирах это связано с тем, что они обладают в основном трением качения. В шестишариковых шарнирах при малых углах γ между валами КПД достигает 0,99, а при углах $\gamma = 30^\circ$ КПД уменьшается до 0,97. Сравнительно большие потери в шарнирах при возрастании угла γ объясняются тем, что они обладают не только трением качения, но и трением скольжения.

В эксплуатации ресурс четырехшарикового карданного шарнира составляет 25...30 тыс. км, а шестишарикового — 150 тыс. км. Основной причиной преждевременного выхода из строя шариковых шарниров является повреждение защитного резинового чехла, что приводит к вытеканию смазочного материала и загрязнению шарнира.

Кулачковые карданные шарниры равных угловых скоростей (см. рис. 5.3, в) имеют более низкий коэффициент полезного действия, чем шариковые карданные шарниры. Это связано с тем, что у них большая опорная поверхность трения и они обладают трением скольжения. При хорошем смазывании и защите от загрязнения износостойкость и надежность работы кулачковых шарниров значительна. При неудовлетворительном смазывании и защите в эксплуатации возможны сильный нагрев и даже задиры деталей шарниров.

Бесшумность работы. Уровень шума при работе карданной передачи зависит от качества, точности изготовления и дисбаланса ее деталей, подвижного шлицевого соединения и правильной сборки карданной передачи. Неправильная установка карданных шарниров при сборке передачи и осевые силы, действующие в подвижном шлицевом соединении, приводят к возникновению вибраций и, следовательно, к шуму при работе карданной передачи. Поэтому для снижения уровня шума необходима правильная сборка и балансировка карданной передачи и уменьшение осевых сил в подвижном шлицевом соединении (улучшение смазывания, размещение около промежуточной опоры или коробки передач и др.).

Оценочным параметром уровня шума, создаваемого карданной передачей при работе, может служить ее КПД. Чем выше КПД карданной передачи, тем она менее шумная во время работы.

5.3. Конструкция карданных передач

На рис. 5.8 представлена карданная передача автомобиля с короткой базой ограниченной проходимости. Карданная передача одновальная, двухшарнирная, с карданами неравных угловых скоростей. Передача состоит из трубчатого карданного вала 8, к одному концу которого приварена вилка 9, а к другому — наконечник 5 со шлицами. Наконечник соединен с подвижной в осевом направлении шлицевой втулкой 4, приваренной к вилке 3 карданного шарнира. Такое подвижное шлицевое соединение называется компенсирующим устройством. Оно обеспечивает изменение длины карданной передачи при перемещении ведущего моста относительно коробки передач во время движения автомобиля. Шлицевое соединение смазывают через масленку. Оно уплотняется манжетой 6 и защищается от грязи резиновым гофрированным чехлом 7.

Вилки 3 и 9 соединяются с вилками 1 и 10 карданных шарниров крестовинами 2 и игольчатыми подшипниками, которые смазываются через масленку в крестовине. Каждый подшипник состоит из стального стакана с иголками, закрепленного в проушине вилки и уплотненного манжетой для удержания смазочного материала и защиты от воды и грязи. Вилки 1 и 10 через свои фланцы болтами прикрепляются к фланцам, которые установлены на концах валов карданной передачи и главной передачи, соединяемых карданной передачей. При таком фланцевом креплении карданной передачи очень удобны ее монтаж и демонтаж на автомобиле.

Карданная передача грузовых автомобилей ЗИЛ ограниченной проходимости показана на рис. 5.9. Карданная передача двухвальная, трехшарнирная, с карданными шарнирами неравных угловых скоростей. Передача включает в себя основной 6 и промежу-

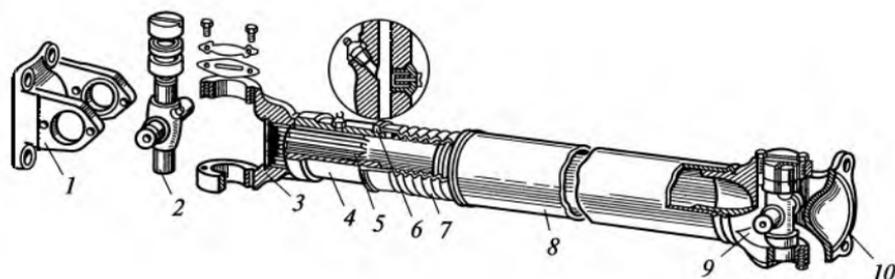


Рис. 5.8. Карданная передача автомобиля с короткой базой ограниченной проходимости:

1, 3, 9, 10 — вилки; 2 — крестовина; 4 — втулка; 5 — наконечник; 6 — манжета; 7 — чехол; 8 — вал

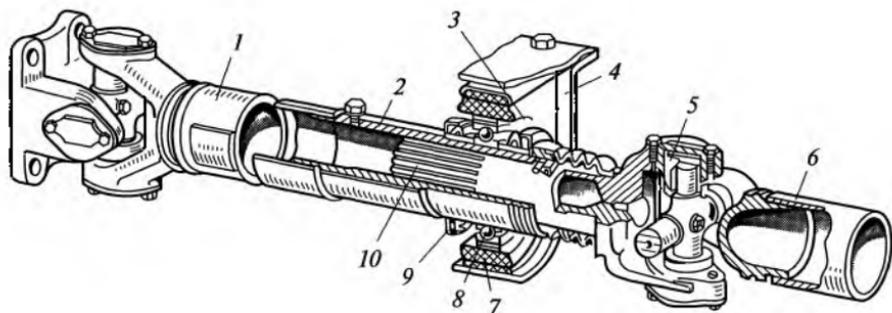


Рис. 5.9. Карданная передача грузовых автомобилей ЗИЛ ограниченной проходимости:

1, 6 — карданные валы; 2 — втулка; 3 — промежуточная опора; 4 — кронштейн; 5 — карданный шарнир; 7 — обойма; 8 — подшипник; 9 — крышка; 10 — компенсирующее устройство

точный 1 карданные валы, соединенные между собой, а также с коробкой передач и задним мостом карданными шарнирами 5, промежуточную опору 3 и компенсирующее устройство 10. Промежуточная опора представляет собой шариковый подшипник 8, установленный на промежуточном карданном валу. Подшипник закрыт двумя крышками 9 с войлочными манжетами и находится в упругой резиновой обойме 7, которая размещена в кронштейне 4, закрепленном на раме автомобиля. Резиновая обойма подшипника уменьшает вибрации и исключает возникновение в промежуточном карданном валу нагрузок, обусловленных неточностью монтажа опоры и деформациями рамы автомобиля.

Компенсирующее устройство 10 карданной передачи представляет собой подвижное в осевом направлении соединение. Оно состоит из шлицевой втулки 2, приваренной к промежуточному карданному валу, и шлицевого наконечника вилки карданного шарнира 5, соединяющего карданные валы. Компенсирующее устройство смазывается при сборке и уплотняется войлочной манжетой, а также защищается резиновым гофрированным чехлом.

На рис. 5.10 показана карданная передача легковых автомобилей ВАЗ.

Карданная передача состоит из переднего 3 и заднего 7 карданных валов, двух карданных шарниров 6, эластичной муфты 1 и промежуточной опоры 4. Резиновая эластичная муфта соединяет вторичный вал коробки передач с передним карданным валом. Передний фланец 8 муфты установлен на шлицах вторичного вала 14 коробки передач и закреплен на нем гайкой 13, а задний фланец 9 муфты — на шлицах наконечника 11 переднего карданного вала. Шлицевое соединение наконечника и фланца компенсирует изменение длины карданной передачи при движении автомобиля.

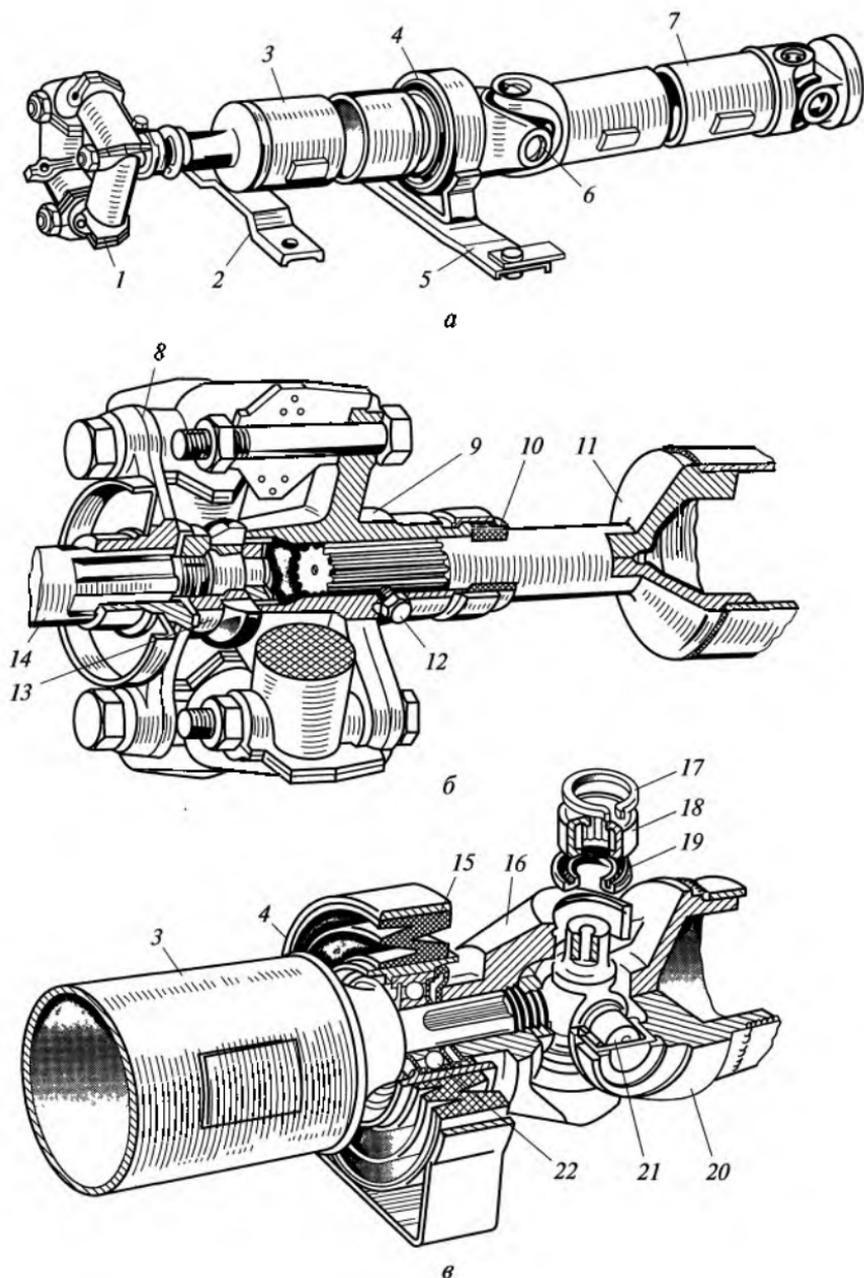


Рис. 5.10. Карданная передача легковых автомобилей ВАЗ:

a — общий вид; *б* — эластичная муфта; *в* — карданный шарнир и промежуточная опора; 1 — муфта; 2 — кронштейн; 3, 7 — карданные валы; 4 — промежуточная опора; 5 — поперечина; 6 — карданный шарнир; 8, 9 — фланцы; 10, 19 — манжеты; 11 — наконечник; 12 — пробка; 13 — гайка; 14 — вал; 15 — подушка; 16, 20 — вилки; 17 — стопорное кольцо; 18, 22 — подшипники; 21 — крестовина

Оно смазывается через резьбовое отверстие с пробкой 12 и защищено манжетой 10. Передний 3 и задний 7 карданные валы изготовлены из тонкостенной стальной трубы. У переднего карданного вала с обоих концов приварены шлицевые наконечники, а у заднего карданного вала — вилки карданных шарниров. Задний наконечник переднего карданного вала установлен в шариковом подшипнике 22, размещенном в стальном корпусе, который завулканизирован в резиновой подушке промежуточной опоры 4. Резиновая подушка 15 привулканизирована к кронштейну промежуточной опоры, которая крепится к поперечине 5, связанной с полом кузова автомобиля. Форма резиновой подушки обеспечивает переднему карданному валу некоторое осевое перемещение в промежуточной опоре. Резиновая подушка поглощает также вибрации карданной передачи, возникающие при ее работе. На шлицах заднего наконечника переднего карданного вала закреплена вилка 16 карданного шарнира 6. Под передним карданным валом установлен кронштейн безопасности 2, исключаящий падение вала при разрушении эластичной муфты 1 и повышающий безопасность движения автомобиля. Задний карданный вал 7 соединяется с передним карданным валом и с ведущей шестерней главной передачи с помощью карданных шарниров 6. Карданный шарнир состоит из двух вилок 16 и 20, крестовины 21, игольчатых подшипников 18, а также уплотнительных (манжета 19) и стопорных (кольцо 17) деталей игольчатых подшипников. Подшипники крестовины смазываются при сборке и во время эксплуатации в смазывании не нуждаются.

На рис. 5.11 показана карданная передача легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости с колесной формулой 4×4. Карданная передача многовальная, многошарнирная, с карданными шарнирами неравных угловых скоростей.

Карданная передача состоит из промежуточного, переднего, заднего карданных валов и карданных шарниров.

Промежуточный карданный вал соединяет вторичный вал коробки передач с ведущим валом раздаточной коробки. Фланец 4 промежуточного вала (рис. 5.11, а) через крестовину 5, игольчатые подшипники 7 со стопорными кольцами 6 и фланец-вилку 8 соединен с ведущим валом раздаточной коробки. К фланцу 4 крепится тремя болтами 3 резиновая эластичная муфта 1, которая в свою очередь тремя болтами прикреплена к фланцу, установленному на конце вторичного вала коробки передач. На болтах установлены шайбы 2 для балансировки вала. Взаимное центрирование фланца 4 и вторичного вала коробки передач обеспечивается втулкой 9, в которую входит центрирующее кольцо, закрепленное на вторичном валу. Эластичная муфта 1 позволяет передавать крутящий момент при незначительных изменениях угла между валами коробки передач и раздаточной коробки, предохраняет

детали трансмиссии от динамических ударов и снижает шум и вибрации карданной передачи при работе.

Передний и задний карданные валы соединяют валы привода переднего и заднего мостов раздаточной коробки с ведущими валами этих мостов. Каждый карданный вал 16 (рис. 5.11, б) изготовлен из тонкостенной стальной трубы, с одного конца которой приварена вилка 17 карданного шарнира, а с другого конца — шлицевой наконечник 18. На наконечнике устанавливается скользящая вилка 13 карданного шарнира. Шлицевое соединение наконечника 18 и вилки 13 позволяет компенсировать изменение длины карданной передачи при перемещении ведущего моста во вре-

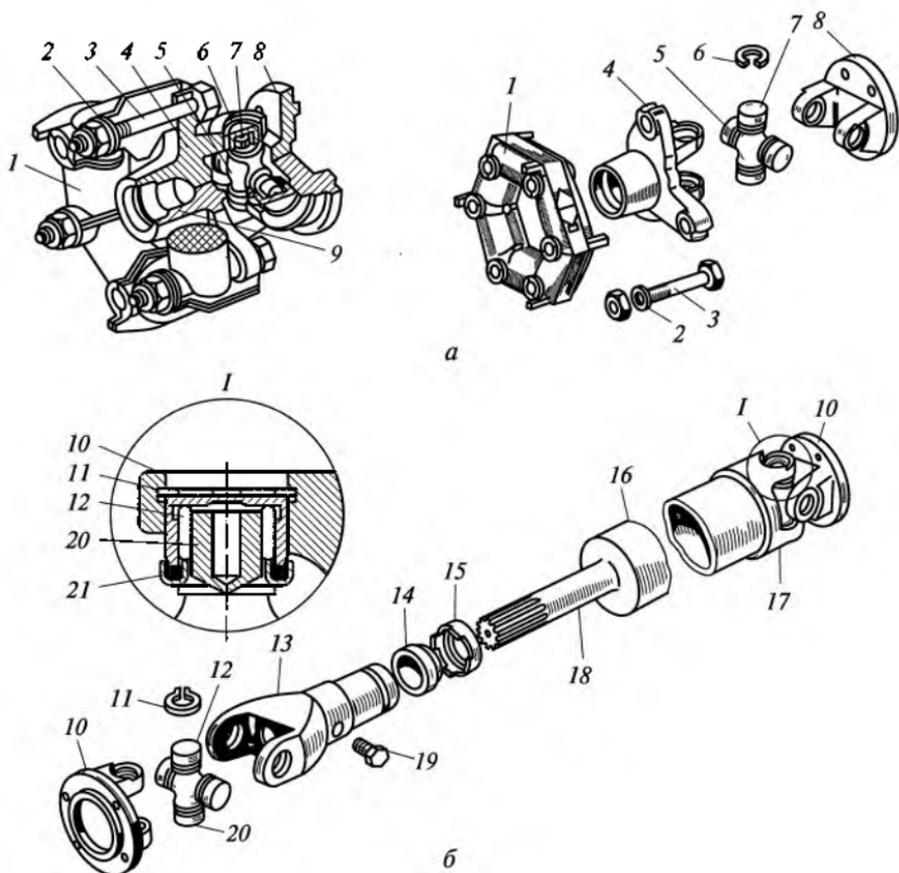


Рис. 5.11. Карданная передача легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

а — промежуточный карданный вал и его детали; *б* — детали карданного вала; 1 — муфта; 2 — шайба; 3 — болт; 4, 8 — фланцы-вилки; 5, 20 — крестовины; 6, 11 — кольца; 7, 12 — подшипники; 9 — втулка; 10, 13, 17 — вилки; 14, 21 — манжеты; 15 — обойма; 16 — вал; 18 — наконечник; 19 — пробка

мя движения автомобиля. Оно смазывается через резьбовое отверстие с пробкой 19 и защищено манжетой 14 с обоймой 15.

Карданный шарнир передает вращение с одного вала на другой при изменяющемся угле между валами. Карданный шарнир состоит из двух вилок 10 и 13, соединенных между собой крестовиной 20. На шипах крестовины установлены игольчатые подшипники 12, которые уплотняются манжетами 21 и фиксируются в отверстиях вилок стопорными кольцами 11. Подшипники смазываются только при сборке карданного шарнира и в процессе эксплуатации не требуют смазывания.

5.4. Расчет карданной передачи

При расчете карданной передачи производится следующее:

- определение критической частоты вращения карданного вала;
- расчет деталей карданной передачи на прочность.

Рассмотрим расчет карданной передачи.

Карданный вал. Карданные валы могут быть сплошными или трубчатыми. Сплошные карданные валы применяются для привода передних ведущих управляемых колес, а для соединения остальных механизмов трансмиссии автомобилей используются трубчатые карданные валы.

Трубчатые валы при меньшей массе могут передавать большие крутящие моменты и имеют большую критическую частоту вращения, чем сплошные валы. Трубчатые валы изготавливают из малоуглеродистых сталей 15 и 20 с толщиной стенок 2...3,5 мм в зависимости от типа автомобиля.

При работе карданный вал подвергается изгибающим, крутящим, осевым и вибрационным нагрузкам. Поэтому вал рассчитывают на критическую частоту вращения, прочность и жесткость.

При вращении карданного вала возникает центробежная сила вследствие некоторого неравномерного распределения массы вала по диаметру и его кривизны по длине. Центробежная сила действует перпендикулярно продольной оси вала (рис. 5.12) и вызывает его дополнительный прогиб:

$$P_{ц} = m(f + e)\omega^2,$$

где e — смещение центра тяжести вала вследствие неуравновешенности; f — дополнительный прогиб вала; m — масса вала; ω — угловая скорость вала.

Центробежная сила уравнивается силой упругости вала

$$P_y = cf,$$

где c — изгибная жесткость вала.



Рис. 5.12. Схема для определения критической частоты вращения карданного вала

Из условия равенства сил $P_x = P_y$ имеем

$$m(f + e)\omega^2 = cf$$

или

$$f = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2}$$

Из последнего выражения видно, что при $c = m\omega^2$ прогиб вала $f = \infty$ и вал может сломаться. В результате возможна авария автомобиля. Следовательно, критическая угловая скорость, вызывающая бесконечно большой прогиб вала,

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

В этом случае критическая частота вращения карданного вала

$$n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi} \quad \text{или} \quad n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Изгибная жесткость вала

$$c = \frac{ql}{f}$$

где q — плотность металла вала, г/см³; l — длина вала, см.

Прогиб вала зависит от характера его нагружения и способа закрепления.

Для трубчатого вала, свободно лежащего на опорах и равномерно нагруженного по длине:

$$f = \frac{5ql^4}{384EJ}$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости стали; $J = \frac{\pi}{64}(d_n^4 - d_b^4)$ —

момент инерции поперечного сечения вала (d_n и d_b — наружный и внутренний диаметры вала, см).

Масса вала

$$m = \frac{\pi(d_n^2 - d_b^2)lq}{4}$$

С учетом выражений для массы вала и его изгибной жесткости критическая частота вращения будет:

для трубчатого вала

$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 \sqrt{d_n^2 + d_a^2}}{l^2};$$

для сплошного вала

$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 d_n}{l^2};$$

для трубчатого вала, заземленного в опорах,

$$n_{кр} = \frac{27,5 \cdot 10^6 \sqrt{d_n^2 + d_a^2}}{l^2};$$

для сплошного вала, заземленного в опорах,

$$n_{кр} = \frac{27,5 \cdot 10^6 d_n}{l^2}.$$

Из приведенных выражений следует, что критическая частота вращения трубчатого вала выше, чем сплошного вала такого же диаметра. Это объясняется тем, что трубчатый вал легче сплошного.

При расчетах за длину вала, свободно лежащего на опорах, принимают расстояние между центрами карданных шарниров, а заземленного — расстояние между подшипниками.

В процессе эксплуатации вследствие изнашивания трущихся поверхностей, увеличения зазоров и нарушения центрирования карданного вала критическая частота вращения карданного вала постепенно уменьшается.

В связи с этим при выборе размеров карданного вала для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо, чтобы критическая частота вращения была в 1,5—2 раза больше максимальной частоты вращения карданного вала, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля. Для повышения критической частоты вращения карданного вала следует уменьшать его длину и увеличивать диаметр. При этом увеличивать внутренний диаметр вала можно только до определенного предела, который ограничивается прочностью вала.

Кроме определения критической частоты вращения карданного вала его рассчитывают на кручение, сжатие, растяжение и на угол закручивания, а шлицы карданного вала — на смятие и срез. Расчет проводят на максимальный крутящий момент, подводимый к карданному валу от двигателя при включенной I передаче в коробке передач.

При расчете карданного вала на кручение определяют напряжения кручения.

Для трубчатого вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{\max} u_{кл} d_n}{0,2(d_n^4 - d_b^4)}.$$

Допустимые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 100 \dots 120$ МПа.

На некоторых автомобилях используют трубчатые карданные валы, изготовленные из композиционных материалов — стеклопластиков, углепластиков и боропластиков. Плотность этих материалов меньше плотности стали почти в четыре раза при одинаковой прочности. Однако карданные валы из композиционных материалов имеют высокую стоимость, что препятствует широкому применению их в автомобилях.

Сплошные карданные валы, применяемые главным образом в приводе ведущих управляемых колес, изготавливают из легированной стали 40Х.

Для сплошного вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{\max} u_{кл}}{0,2d_n^3}.$$

Допустимые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 300 \dots 400$ МПа.

При передаче крутящего момента карданный вал закручивается на некоторый угол, характеризующий жесткость вала. Поэтому расчет карданного вала на жесткость производят по углу закручивания

$$\theta' = \frac{M_{\max} u_{кл} l}{JG} \frac{180}{\pi},$$

где $G = 850$ ГПа — модуль упругости при кручении; J — момент инерции сечения вала, равный

$$J = \frac{\pi(d_n^4 - d_b^4)}{64d_n} \quad \text{— для трубчатого вала;}$$

$$J = \frac{\pi d_n^4}{64} \quad \text{— для сплошного вала.}$$

Допустимый угол закручивания не должен превышать $7 \dots 8^\circ$ на 1 м длины вала.

При передаче крутящего момента шлицы карданного вала работают на смятие и срез. Напряжения смятия определяют от сил, действующих по среднему диаметру шлицов:

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{\max} u_{кл}}{(d_n^2 - d_b^2) l_{ш} n},$$

где d_n и d_b — наружный и внутренний диаметры шлицов; $l_{ш}$ — длина шлицов; n — число шлицов.

Допустимые напряжения смятия шлицов $[\sigma_{см}] = 15 \dots 20$ МПа.

Напряжения среза шлицов определяют в сечении у их основания:

$$\tau_{ср} = \frac{M_{\max} u_{кл}}{d_b l_{ш} b n},$$

где b — ширина шлицов.

Допустимые напряжения среза шлицов $[\tau_{ср}] = 25 \dots 30$ МПа.

Осевые силы, возникающие в подвижном шлицевом соединении карданной передачи, которое компенсирует изменение длины передачи при движении автомобиля, могут достигнуть большого значения (например, в грузовых автомобилях 20...30 кН) даже при хорошем смазывании шлицов.

При передаче большого крутящего момента в шлицевом соединении происходит заклинивание. При этом двигатель, установленный на упругих резиновых опорах, смещается в продольном направлении. В результате карданный вал работает на сжатие и растяжение.

Осевая сила, вызывающая сжатие и растяжение карданного вала,

$$Q = \frac{4M_{\max} u_{кл} \mu}{(d_n - d_b)},$$

где d_n и d_b — наружный и внутренний диаметры шлицов.

Напряжения сжатия карданного вала

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{F},$$

где F — площадь сечения вала.

Карданные шарниры. В карданном шарнире неравных угловых скоростей рассчитывают крестовину ивилку. Крестовина (рис. 5.13, а) работает на разрыв, а ее шипы — на изгиб и срез.

Напряжения изгиба и среза шипа определяют в его основании.

Напряжения изгиба шипа

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{\max} u_{кл} a}{2r \cdot 0,1d^3},$$

где r — плечо приложения окружной силы к шипу; a — плечо изгиба шипа; d — диаметр шипа.

Крестовины изготавливают из сталей 18ХГТ и 20Х. Допустимые напряжения изгиба шипов крестовины $[\sigma_{изг}] = 300$ МПа.

Напряжения среза шипа крестовины

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{\max} u_{кл} \sqrt{2}}{\pi d^2 r}.$$

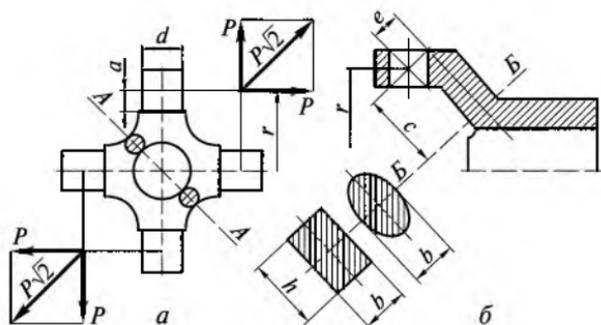


Рис. 5.13. Схемы для расчета деталей карданного шарнира неравных угловых скоростей:

a — крестовина; *б* — вилка

Допустимые напряжения среза шипов крестовины $[\tau_{ср}] = 60 \dots 80$ МПа.

Напряжения крестовины на разрыв определяют в сечении *АА*, находящемся посередине между шипами:

$$\sigma_p = \frac{M_{\max} u_{кл} \sqrt{2}}{2rF},$$

где *F* — площадь сечения *АА*.

Допустимые напряжения разрыва крестовины $[\sigma_p] = 100 \dots 150$ МПа.

Вилку карданного шарнира (рис. 5.13, *б*) рассчитывают на изгиб и скручивание. Напряжения изгиба вилки шарнира

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{\max} u_{кл} c}{2rW_{изг}},$$

где *c* — плечо изгиба в опасном сечении *ББ*; $W_{изг}$ — момент сопротивления изгибу ($W_{изг} = bh^2/6$ — для прямоугольного сечения, $W_{изг} = bh^2/10$ — для эллиптического сечения).

Вилки шарнира изготавливают из сталей 35, 40 и 45. Допустимые напряжения изгиба вилки карданного шарнира $[\sigma_{изг}] = 60 \dots 80$ МПа.

Напряжения кручения вилки шарнира

$$\tau_{кр} = \frac{M_{\max} u_{кл} l}{2rW_{кр}},$$

где *l* — плечо кручения в сечении *ББ*; $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению ($W_{кр} = bh^2/5$ — для эллиптического сечения, $W_{кр} = \alpha hb^2$ — для прямоугольного сечения, $\alpha = 0,2 \dots 0,25$ — коэффициент, зависящий от соотношения сторон сечения).

Допустимые напряжения кручения вилки шарнира $[\tau_{кр}] = 100 \dots 150$ МПа.

Для игольчатых подшипников карданного шарнира рассчитывают напряжения смятия. Эти напряжения определяют по допустимой нагрузке на игольчатый подшипник:

$$P_{\max} \leq 7900 \frac{dlz}{\sqrt{u_{кл}}} \frac{n_e \operatorname{tg} \gamma}{u_{кл}},$$

где d — диаметр иголки; l — длина иголки; z — число иголок в подшипнике; n_e — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте; γ — угол между валами.

Допустимые напряжения смятия для игольчатых подшипников не должны превышать $[\sigma_{см}] = 30$ МПа.

В шариковых карданных шарнирах равных угловых скоростей определяется допустимая окружная сила в контакте шариков с поверхностью канавок. В четырехшариковом шарнире, где нагрузку передают два шарика при движении вперед и два шарика при движении назад, окружная сила, действующая на шарик:

$$P = \frac{M_{\max} u_{кл}}{2r},$$

где r — плечо приложения окружной силы.

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = 5100 \sqrt[3]{\frac{P}{(d_{ш})^2}},$$

где $d_{ш}$ — диаметр шарика.

Материал шариков — сталь ШХ15.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены карданная передача и карданные шарниры?
2. Какие бывают типы карданных передач и карданных шарниров? Укажите их преимущества и недостатки.
3. Какие требования предъявляются к карданной передаче?
4. Где в трансмиссии автомобиля используются карданные передачи с карданными шарнирами неравных и равных угловых скоростей?
5. Что такое критическая частота вращения карданного вала и чем она опасна для карданной передачи и автомобиля?
6. Какие детали и на какие нагрузки рассчитываются в карданной передаче?

6. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА

6.1. Назначение и типы

Главной передачей называется шестеренный механизм, повышающий передаточное число трансмиссии автомобиля.

Главная передача служит для увеличения крутящего момента двигателя, подводимого к ведущим колесам, и уменьшения скорости их вращения до необходимых значений.

Главная передача обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля на высшей передаче и оптимальный расход топлива в соответствии с ее передаточным числом. Передаточное число главной передачи зависит от типа и назначения автомобиля, а также мощности и быстроходности двигателя. Передаточное число главной передачи обычно составляет 6,5...9,0 у грузовых автомобилей и 3,5...5,5 у легковых автомобилей.

На автомобилях применяются различные типы главных передач (рис. 6.1).

Одинарные главные передачи. Одинарная главная передача состоит из одной пары шестерен.

Цилиндрическая главная передача применяется в переднеприводных легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя и размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением (см. рис. 3.6). Ее передаточное число 3,5...4,2, а шестерни могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными. Цилиндрическая главная передача имеет высокий КПД — не менее 0,98, но она уменьшает дорожный просвет у автомобиля и более шумная, чем другие главные передачи.



Рис. 6.1. Типы главных передач

Коническая главная передача (рис. 6.2, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен в конической главной передаче лежат в одной плоскости и пересекаются, а шестерни выполнены со спиральными зубьями. Передача имеет повышенную прочность зубьев шестерен, небольшие размеры и позволяет снизить центр тяжести автомобиля. КПД конической главной передачи со спиральным зубом 0,97...0,98. Передаточные числа конических главных передач 3,5...4,5 у легковых и 5...7 у грузовых автомобилей и автобусов.

Гипоидная главная передача (рис. 6.2, б) имеет широкое применение на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей 1 и ведомой 2 шестерен гипоидной главной передачи в отличие от конической не лежат в одной плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Передача может быть с верхним или нижним гипоидным смещением l . Гипоидная главная передача с верхним смещением используется на многоосных автомобилях, так как вал ведущей шестерни должен быть проходным, и на переднеприводных

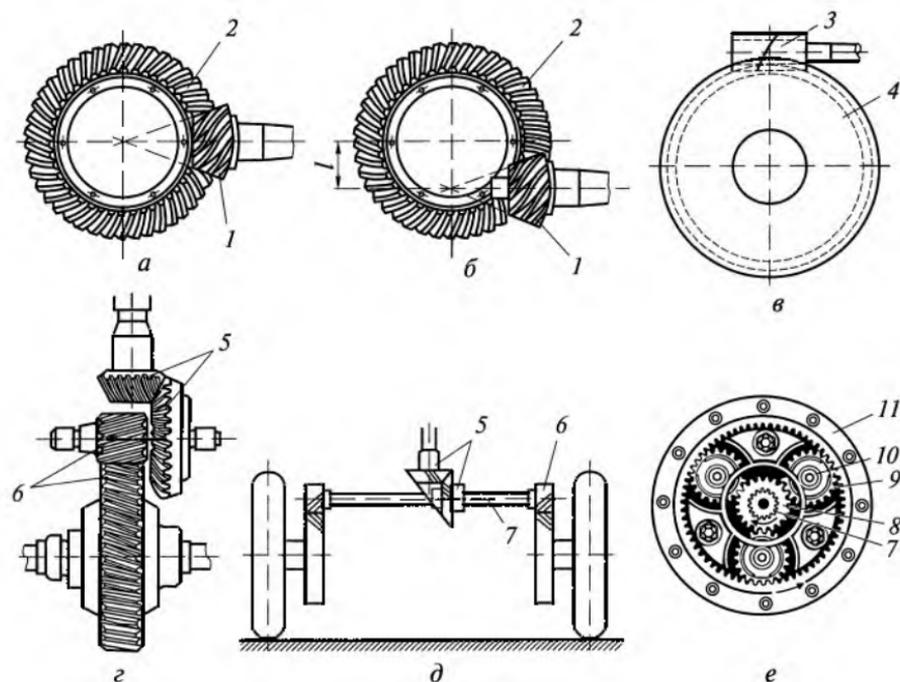


Рис. 6.2. Главные передачи:

а, б, в — одинарные; г, д — двойные; е — редуктор; 1 — ведущая шестерня; 2 — ведомая шестерня; 3 — червяк; 4 — червячная шестерня; 5 — коническая шестерня; 6 — цилиндрическая шестерня; 7 — полуось; 8 — солнечная шестерня; 9 — сателлит; 10 — ось; 11 — коронная шестерня

автомобилях — исходя из условий компоновки. Главная передача с нижним гипоидным смещением широко применяется на легковых автомобилях. Передаточные числа гипоидных главных передач 3,5...4,5 у легковых автомобилей, 5...7 у грузовых автомобилей и автобусов. Гипоидная главная передача по сравнению с другими более прочная и бесшумная, имеет высокую плавность зацепления, малогабаритная. Ее можно применять на грузовых автомобилях вместо двойной главной передачи. Она имеет КПД, равный 0,96...0,97. При нижнем гипоидном смещении имеется возможность ниже расположить карданную передачу и снизить центр тяжести автомобиля, повысив его устойчивость. Однако гипоидная главная передача требует высокой точности изготовления, сборки и регулировки. Она также требует из-за повышенного скольжения зубьев шестерен применения специального гипоидного масла с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующими на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

Червячная главная передача (рис. 6.2, в) может быть с верхним или нижним расположением червяка 3 относительно червячной шестерни 4, имеет передаточное число 4...5 и в настоящее время используется редко. Ее применяют на некоторых многоосных многоприводных автомобилях. По сравнению с другими типами червячная главная передача меньше по размерам, более бесшумная, обеспечивает более плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако передача имеет наименьший КПД (0,9...0,92) и по трудоемкости изготовления и применяемым материалам (оловянистая бронза) является самой дорогостоящей.

Двойные главные передачи. На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на полноприводных трехосных автомобилях и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии, чтобы обеспечить передачу большого крутящего момента, применяются двойные главные передачи. КПД двойных главных передач находится в пределах 0,93...0,96.

Двойные главные передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с прямыми или косыми зубьями. Наличие цилиндрической пары шестерен позволяет не только увеличить передаточное число главной передачи, но и повысить прочность и долговечность конической пары шестерен.

В центральной главной передаче (рис. 6.2, з) коническая 5 и цилиндрическая 6 пары шестерен размещены в одном картере в центре ведущего моста. Крутящий момент от конической пары через дифференциал подводится к ведущим колесам автомобиля.

В разнесенной главной передаче (рис. 6.2, д) коническая пара шестерен 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни 6 — в колесных редукторах. При этом цилиндрически шестерни соединяются полуосями 7 через диф-

ференциал с конической парой шестерен. Крутящий момент от конической пары через дифференциал и полуоси 7 подводится к колесным редукторам.

Широкое применение в разнесенных главных передачах получили однорядные планетарные колесные редукторы. Такой редуктор состоит из прямозубых шестерен (рис. 6.2, е) — солнечной 8, коронной 11 и трех сателлитов 9. Солнечная шестерня приводится во вращение через полуось 7 и находится в зацеплении с тремя сателлитами, свободно установленными на осях 10, жестко связанных с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней 11, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 к ступицам ведущих колес передается через дифференциал, полуоси 7, солнечные шестерни 8, сателлиты 9 и коронные шестерни 11.

При разделении главной передачи на две части уменьшаются нагрузки на полуоси и детали дифференциала, а также уменьшаются размеры картера и средней части ведущего моста. В результате увеличивается дорожный просвет и тем самым повышается проходимость автомобиля. Однако разнесенная главная передача более сложная, имеет большую металлоемкость, дорогостоящая и трудоемкая в обслуживании.

Особенности конструкций главных передач легковых и грузовых автомобилей подробно рассматриваются в разд. 9.

6.2. Требования к главной передаче

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2) к главной передаче предъявляются и специальные требования:

- минимальные габаритные размеры, обеспечивающие требуемый дорожный просвет;
- обеспечение наиболее низкого уровня шума.

Рассмотрим требования, предъявляемые к главной передаче, и реализацию этих требований в ее конструкции.

Габаритные размеры. Размеры главной передачи оказывают серьезное влияние на проходимость автомобиля, так как от них зависит дорожный просвет, который обычно измеряется от картера главной передачи заднего ведущего моста. Кроме того, размеры главной передачи переднего ведущего моста определяют высоту расположения двигателя и, следовательно, общую компоновку автомобиля.

Дорожный просвет — это расстояние между низшей точкой автомобиля и дорогой. Он определяет возможность движения автомобиля без задевания сосредоточенных препятствий — камней, пней, кочек и др.

Значение дорожного просвета зависит от типа автомобиля, типа главной передачи и условий эксплуатации. Так, например, для грузовых автомобилей ограниченной проходимости (колесная формула 4×2) дорожный просвет составляет 245...290 мм, а для автомобилей повышенной и высокой проходимости (4×4 , 6×4 , 6×6) — 315...400 мм.

Увеличение дорожного просвета может быть достигнуто увеличением диаметра колес автомобиля, а также уменьшением размеров главной передачи. Однако увеличение диаметра колес приводит к повышению центра тяжести автомобиля, в результате может ухудшиться его устойчивость. Тип главной передачи существенно влияет на дорожный просвет. Среди одинарных главных передач наименьшие размеры имеет червячная главная передача. Причем при верхнем расположении червяка значительно увеличивается дорожный просвет под ведущим мостом автомобиля.

Коническая и гипоидная главные передачи имеют небольшие габаритные размеры. Однако при одинаковом передаточном их числе гипоидная передача может быть выполнена с меньшим числом зубьев и, следовательно, меньших размеров. При этом при верхнем гипоидном смещении значительно увеличивается дорожный просвет автомобиля.

У конической и гипоидной главных передач уменьшение габаритных размеров может быть достигнуто путем сокращения числа зубьев ведущей и ведомой шестерен. Так, чем меньше число зубьев ведомой шестерни, тем меньше ее диаметр (при заданном модуле, определяемом прочностью и сроком службы) и, следовательно, высота картера главной передачи. Однако минимальное число зубьев ведущей шестерни спиральной конической и гипоидной передач не может быть менее пяти.

Из всех одинарных главных передач наименьший дорожный просвет обеспечивает цилиндрическая главная передача, которая размещается в общем картере с коробкой передач и сцеплением.

Среди двойных главных передач наибольший дорожный просвет автомобилю обеспечивает разнесенная главная передача с одинарными планетарными колесными редукторами, в которой конические шестерни находятся в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни — в колесных редукторах.

Уровень шума. Одним из основных параметров главной передачи, характеризующих совершенство ее конструкции и состояние при эксплуатации, является уровень шума, создаваемый при работе главной передачи.

Среди всех типов главных передач наибольшей бесшумностью обладает червячная главная передача. После червячной передачи наименьший уровень шума создает при работе гипоидная главная передача.

Снижение уровня шума главной передачи достигается точностью изготовления зацепления и чистотой поверхности зубьев ее шестерен, а также соответствующим смазыванием.

Точность зацепления зависит от регулировочных параметров и конструктивных свойств — жесткости установки шестерен, определяемой жесткостью всех деталей главной передачи (картера, подшипников, валов, самих шестерен), а также от способа установки шестерен.

Уровень шума главной передачи во многом определяет ее надежность и износостойкость в эксплуатации. Оценочным параметром уровня шума, создаваемого главной передачей при работе, может служить ее КПД, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД главной передачи, тем она более шумная при работе.

Конструктивные мероприятия. Рассмотрим конструктивные мероприятия, снижающие уровень шума главной передачи.

Жесткость картера главной передачи, выполняемого обычно литым, обеспечивается его конфигурацией и оребрением. Крепление картера к балке ведущего моста при помощи предназначенного для этого фланца облегчает монтаж и регулировку зацепления главной передачи.

В грузовых автомобилях вал ведущей шестерни главной передачи устанавливается на подшипниках в отдельном стакане, прикрепляемом при помощи фланца к картеру главной передачи. Это упрощает регулировку зацепления и предварительного натяга подшипников. Ведомая шестерня главной передачи крепится к корпусу дифференциала, устанавливаемого на подшипниках, гнезда для которых выполнены в приливах картера. На некоторых автомобилях картер главной передачи отливается вместе с балкой заднего ведущего моста. Однако в этом случае балка ведущего моста делается разъемной.

Установка шестерен главной передачи должна обеспечивать их минимальное смещение. На рис. 6.3 указаны пределы допусти-

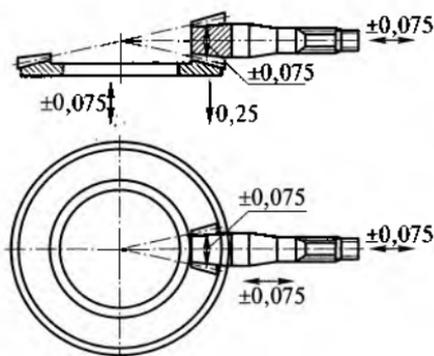


Рис. 6.3. Допустимые смещения в конической главной передаче (направления смещений указаны стрелками)

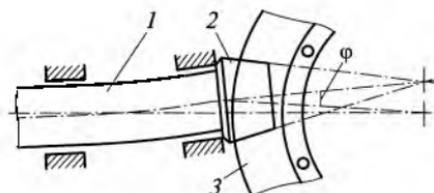


Рис. 6.4. Схема прогиба вала и углового смещения ведущей шестерни главной передачи под нагрузкой: 1 — вал; 2, 3 — ведущая и ведомая шестерни соответственно; φ — угол смещения

мых смещений ведущей и ведомой шестерен конической главной передачи. Сохранение смещений шестерен в указанных на рисунке пределах зависит от осевой жесткости подшипников и способа установки вала ведущей шестерни на подшипниках.

Ведущая шестерня может быть установлена консольно или с дополнительной опорой. При консольной установке прогиб вала 1 и угловое смещение ведущей шестерни 2 (рис. 6.4) значительно больше, чем при установке с дополнительной опорой. Однако при дополнительной опоре несколько усложняется конструкция главной передачи.

При консольной установке (рис. 6.5, а) ведущей шестерни 1 применяют два роликовых конических подшипника, которые хорошо воспринимают осевые и радиальные нагрузки. Подшипники устанавливают вершинами конусов роликов внутрь на возможно большем расстоянии, которое должно превышать не менее чем в 2,5 раза больший диаметр шестерни. Причем подшипник 2, расположенный у шестерни, имеет больший размер, чем подшипник 3, как более нагруженный осевыми и радиальными силами. При такой установке обеспечиваются минимальные прогиб вала и смещение ведущей шестерни главной передачи.

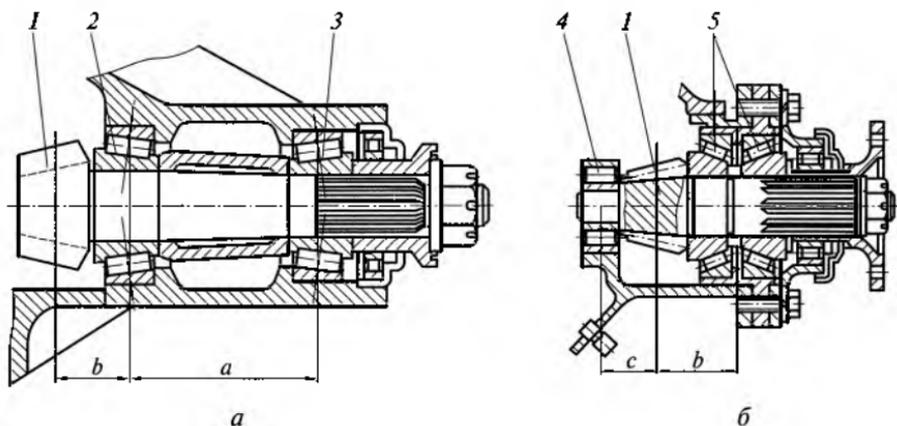


Рис. 6.5. Установка вала ведущей шестерни главной передачи:

а — консольная; б — с дополнительной опорой; 1 — ведущая шестерня; 2—5 — подшипники; а — расстояние между подшипниками; б, с — плечи приложения окружной силы

При установке ведущей шестерни с дополнительной опорой (рис. 6.5, б) обычно для восприятия радиальных сил используют роликовый цилиндрический подшипник 4, а для восприятия осевых и частично радиальных сил применяют два сближенных роликовых конических подшипника с большим углом конуса. При дополнительной опоре расстояние между коническими подшипниками значительно меньше, чем при консольной установке. Это расстояние должно быть не менее 0,7 от большого диаметра ведущей шестерни.

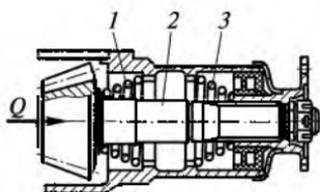
Жесткость подшипников вала ведущей шестерни в осевом направлении увеличивается при создании предварительного натяга подшипников. Сущность предварительного натяга заключается в устранении зазоров и создании предварительного сжатия подшипников. Предварительный натяг подшипников выполняется при сборке главной передачи не только для повышения их жесткости, но и для разгрузки подшипников от значительных осевых сил.

На рис. 6.6, а представлена схема, в которой подшипники вала 2 ведущей шестерни заменены пружинами 1 и 3 с одинаковой жесткостью c , имитирующими осевую жесткость подшипников.

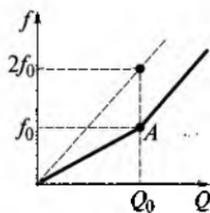
Если подшипники установлены без предварительного натяга (пружины находятся в свободном состоянии), то осевая сила Q , воздействующая на вал 2, уравнивается силой упругости только одной пружины 1. В этом случае осевое смещение вала под действием силы Q

$$f = \frac{Q}{c}.$$

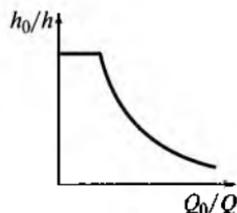
Если же подшипники установлены с предварительным натягом (пружины сжаты и их деформация равна f_0), то под действием силы Q деформация пружины 1 увеличивается на смещение f , а деформация пружины 3 уменьшается на это же смещение.



а



б



в

Рис. 6.6. Предварительный натяг подшипников главной передачи:

а — схема; б, в — влияние натяга соответственно на жесткость и долговечность подшипников; 1, 3 — пружины; 2 — вал

В результате вал 2 смещается на величину f , которую можно определить из уравнения равновесия вала

$$Q - c(f_0 + f) + c(f_0 - f) = 0.$$

Осевое смещение вала 2 при предварительном натяге подшипников (сжатии пружин)

$$f = \frac{Q}{2c}.$$

Следовательно, при линейной зависимости между осевой силой Q и смещением f предварительный натяг уменьшает осевое смещение в два раза до тех пор, пока $f \leq f_0$.

На рис. 6.6, б представлена зависимость осевого смещения f от силы Q при отсутствии (штриховая линия) и наличии (сплошная линия) предварительного натяга. При $f = f_0$ (точка А) пружина 3 полностью разжимается и при дальнейшем увеличении силы Q влияния на дополнительное смещение вала 2 оказывать не будет. Так как упругая характеристика подшипников нелинейная, осевое смещение в пределах $f = f_0$ уменьшается более чем в два раза.

При увеличении предварительного натяга уменьшается возможность нарушения зацепления шестерен главной передачи и улучшается работа подшипников, что обусловлено более равномерной нагрузкой. Однако в случае превышения оптимального предварительного натяга долговечность подшипников резко снижается.

Влияние предварительного натяга на долговечность подшипников представлено на рис. 6.6, в. Исследования показали, что предварительный натяг до 40 % от осевой нагрузки не снижает долговечности h_0 подшипников по сравнению с долговечностью h подшипников без предварительного натяга. Так как средний крутящий момент в главной передаче не превышает 70 % максимального крутящего момента двигателя, то возможен предварительный натяг подшипников, не превышающий 30...35 % максимальной осевой нагрузки при максимальном крутящем моменте двигателя во время движения автомобиля на высшей передаче.

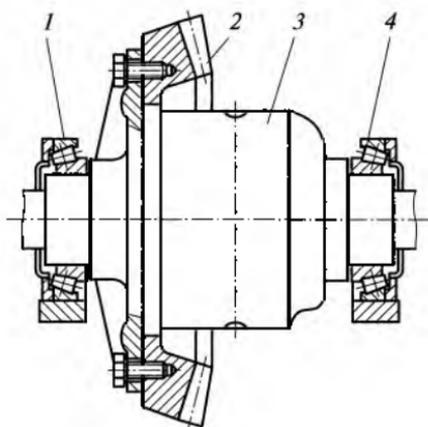
Предварительный натяг осуществляется изменением расстояния между внутренними кольцами подшипников (их сближением). Величина предварительного натяга определяется по моменту сопротивления проворачиванию вала ведущей шестерни в подшипниках, когда шестерни главной передачи не находятся в зацеплении.

В зависимости от грузоподъемности автомобиля значение предварительного натяга подшипников соответствует сопротивлению повороту вала ведущей шестерни моментом 0,8...2,0 Н·м.

Ведомая шестерня главной передачи (рис. 6.7) устанавливается на корпусе 3 дифференциала и крепится к нему болтами или за-

Рис. 6.7. Установка ведомой шестерни главной передачи:

1, 4 — подшипники; 2 — шестерня; 3 — корпус дифференциала



клепками. Корпус дифференциала размещается в картере главной передачи обычно на двух конических роликовых подшипниках 1 и 4, которые располагаются вершинами конусов роликов наружу. В результате такой установки подшипников облегчается регулирование положения ведомой шестерни и создание предварительного натяга подшипников дифференциала. Предварительный натяг подшипников дифференциала примерно такой же, как и подшипников вала ведущей шестерни главной передачи, его измеряют при снятой ведомой шестерне.

Подшипники дифференциала испытывают различные нагрузки и могут иметь одинаковые или разные размеры. Подшипник 1, в сторону которого сдвинута ведомая шестерня 2, нагружен большей радиальной силой, чем другой подшипник 4. Кроме того, он воспринимает еще дополнительно осевую нагрузку. Поэтому в грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности этот подшипник имеет большие размеры, чем другой. В легковых автомобилях и в грузовых автомобилях малой грузоподъемности в целях взаимозаменяемости оба подшипника дифференциала имеют одинаковые размеры и их выбирают по наибольшей нагрузке.

Осевая сила, действующая при движении автомобиля на ведомую шестерню главной передачи, может привести к нарушению точности зацепления и перекосу ведомой шестерни, что вызовет повышение уровня шума и изнашивание зубьев. Для уменьшения перекоса ведомой шестерни, особенно при передаче большого крутящего момента, в главных передачах делается специальный упор. Упор располагается в картере главной передачи против зоны зацепления шестерен и может быть нерегулируемым или регулируемым.

Нерегулируемый упор (рис. 6.8, а) состоит из штифта 3 с бронзовой пластиной 2. Регулируемый упор может быть в виде болта 5 (рис. 6.8, б) с напрессованным бронзовым наконечником 4 или в

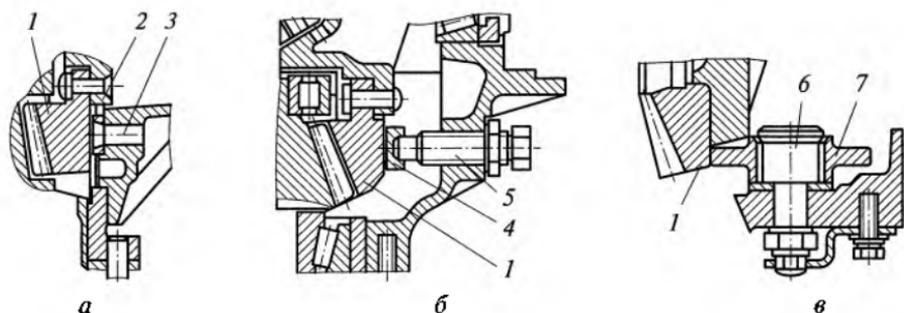


Рис. 6.8. Упоры ведомой шестерни главной передачи:

а — нерегулируемый; *б, в* — регулируемые; 1 — шестерня; 2 — пластина; 3 — штифт; 4 — наконечник; 5 — болт; 6 — палец; 7 — ролик

виде эксцентрикового пальца *б* (рис. 6.8, *в*) с роликом 7, установленным на игольчатом подшипнике. Упоры с регулируемым зазором обычно применяют в главных передачах, где предусмотрено регулирование положения ведомой шестерни.

Зазор между упором и торцом ведомой шестерни выбирается таким, чтобы упор вступал в действие, когда перемещение ведомой шестерни под нагрузкой превысит допустимые значения. Для нерабочего состояния зазор между упором и торцом шестерни обычно составляет 0,15...0,20 мм.

При передаче большого крутящего момента, вызывающего перекос ведомой шестерни, упор воспринимает часть осевой силы и несколько разгружает наиболее нагруженный подшипник. Упор также способствует снижению уровня шума, вызываемого вибрацией ведомой шестерни. Для уменьшения вибраций повышают жесткость зубчатого венца шестерни и ее ступицы, которая выполняется на корпусе дифференциала и снабжается ребрами жесткости.

Регулировки. В главной передаче регулируют зацепление шестерен и предварительный натяг подшипников. Указанные регулировки при сборке главной передачи необходимы в случаях, когда требуемый натяг подшипников и правильное взаимное расположение шестерен не обеспечиваются допусками на линейные размеры сопряженных деталей. Кроме того, регулировки компенсируют изнашивание деталей главной передачи в процессе эксплуатации и предотвращают частую их замену.

Подшипники вала ведущей шестерни главной передачи регулируют регулировочными прокладками. При регулировке создается предварительный натяг подшипников, который не только увеличивает их жесткость, но и разгружает подшипники от значительных осевых сил.

После регулировки подшипников регулируют зацепление шестерен, для чего устанавливают правильное относительное их по-

ложение путем перемещения ведущей или ведомой шестерен. Регулировку правильного взаимного положения шестерен проверяют с помощью краски по пятну контакта между зубьями. При правильно отрегулированном зацеплении шестерен пятно контакта должно находиться в средней части зубьев.

Регулировку зацепления шестерен выполняют регулировочными прокладками и кольцами, а также гайками подшипников дифференциала.

В эксплуатации при увеличении зазора в зацеплении вследствие изнашивания уменьшение зазора перемещением одной из шестерен недопустимо, так как это приведет к ускоренному износу зубьев шестерен. При необходимости замена шестерен главной передачи возможна только в комплекте.

Регулировки главных передач будут рассмотрены в разд. 9.

Смазывание. Шестерни и подшипники главной передачи должны хорошо смазываться для надежной долговечной и бесшумной работы.

Конические роликовые подшипники обладают насосным действием. Находящееся в них масло под действием центробежных сил направляется со стороны меньшего диаметра роликов в сторону большего их диаметра. Вследствие этого происходит осушение подшипников. Поэтому масло к подшипникам ведущей шестерни главной передачи необходимо подавать в полость между ними, так как вал ведущей шестерни вращается с большой угловой скоростью.

В картере главной передачи выполнен специальный канал, через который масло попадает в полость между подшипниками. Масло циркулирует через подшипник, установленный около ведущей

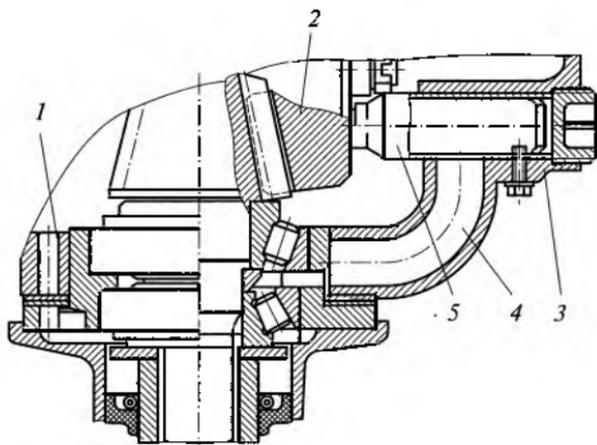


Рис. 6.9. Смазывание подшипников главной передачи:

1, 4 — каналы; 2 — шестерня; 3 — пружина; 5 — трубка

шестерни, и обильно смазывает зубья в зоне зацепления дополнительно к маслу, которое захватывается шестерней из масляного резервуара картера главной передачи. Для циркуляционного смазывания второго подшипника вала ведущей шестерни в картере за подшипником имеется отводной канал, по которому масло возвращается в масляный резервуар картера. В случае засорения этого канала в картере главной передачи возрастает давление. Для предотвращения течи масла через уплотнительные манжеты при повышении давления предусмотрен сапун — специальный клапан для связи внутренней полости картера главной передачи с окружающим воздухом. В некоторых главных передачах смазывание подшипников вала ведущей шестерни осуществляется при помощи маслосъемной трубки. Трубка 5 (рис. 6.9) установлена свободно в отверстии картера главной передачи и прижимается пружиной 3 к торцу ведомой шестерни 2. При работе масло с поверхности торца шестерни собирается в трубку и из нее через канал 4 поступает к подшипникам. Затем масло через канал 1 возвращается в масляный резервуар картера главной передачи.

6.3. Расчет главной передачи

При расчете главной передачи выполняется следующее:

- определяется передаточное число главной передачи;
- находятся силы, действующие в зацеплении шестерен;
- производится расчет шестерен на прочность и износ;
- подбираются подшипники.

Передаточное число. Для червячной главной передачи передаточное число

$$u_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_0}{d_0 \operatorname{tg} \beta_v},$$

где z_1 — число заходов червяка; z_2 — число зубьев червячной шестерни; D_0, d_0 — начальные диаметры соответственно шестерни и червяка; β_v — угол подъема винтовой линии червяка.

Передаточное число конической главной передачи

$$u_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_0}{d_0},$$

где $z_1 = \frac{d_0 \cos \beta_1}{m_n}$; $z_2 = \frac{D_0 \cos \beta_2}{m_n}$ — число зубьев соответственно ведущей и ведомой шестерен; d_0 и D_0 — начальные диаметры соответственно ведущей и ведомой шестерен; β_1 и β_2 — углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен; m_n — нормальный модуль.

Углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен конической главной передачи равны ($\beta_1 = \beta_2$) и составляют $30 \dots 40^\circ$. Минимальное число зубьев ведущей шестерни 5 или 6. При этом чем меньше число зубьев, тем больше должен быть угол β наклона зубьев.

Для гипоидной главной передачи передаточное число

$$u_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_0 \cos \beta_2}{d_0 \cos \beta_1},$$

где углы наклона зубьев (углы спирали) $\beta_1 = 40 \dots 50^\circ$; $\beta_2 = 20 \dots 30^\circ$,

а отношение $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = k$ не должно превышать $1,2 \dots 1,5$. При этом большие значения указанного отношения — для главных передач легковых автомобилей, а меньшие — для грузовых автомобилей.

Передаточное число гипоидной главной передачи можно также определить по выражению

$$u_r = \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 D_0}{P_1 d_0},$$

где M_1 и M_2 — крутящие моменты соответственно на ведущей и ведомой шестернях; P_1 и P_2 — окружные силы на шестернях.

В связи с тем, что нормальные силы P_n (рис. 6.10), действующие на зубья шестерен гипоидной передачи, равны, а углы спирали зубьев разные ($\beta_1 \neq \beta_2$), окружные силы

$$P_1 = P_n \cos \beta_1; \quad P_2 = P_n \cos \beta_2.$$

С учетом выражений для окружных сил передаточное число гипоидной главной передачи

$$u_r = \frac{P_n \cos \beta_2 D_0}{P_n \cos \beta_1 d_0} = k \frac{D_0}{d_0}.$$

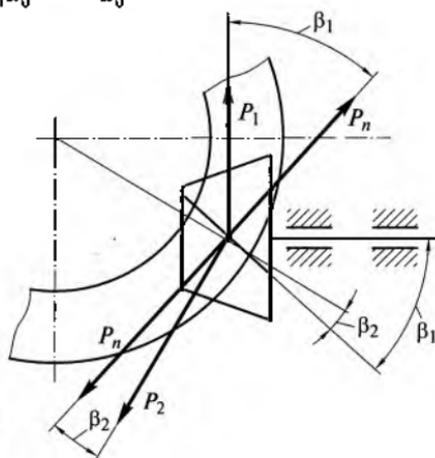


Рис. 6.10. Силы, действующие на зубья гипоидной главной передачи

Передаточные числа одинарных конических и гипоидных передач обычно выбираются в следующих пределах: 3,5... 4,5 для легковых автомобилей и 5... 7 для грузовых автомобилей.

Гипоидная передача имеет большую прочность, чем коническая передача, что обусловлено увеличением среднего диаметра ведущей шестерни. Так, из формулы передаточного числа гипоидной главной передачи видно, что при одинаковых передаточных числах и диаметрах ведомых шестерней начальный диаметр ведущей шестерни гипоидной передачи в k раз больше начального диаметра ведущей шестерни конической передачи:

$$d_0 = \frac{kD_0}{u_r}$$

При увеличении диаметра ведущей шестерни увеличивается и прочность ее зубьев, так как больше их шаг по нормали и толщина (примерно на 10... 15%). При этом чем больше угол спирали зубьев, тем они длиннее и тем большее их число находится одновременно в зацеплении (примерно в 1,5 раза больше, чем в конической главной передаче). Все это приводит к уменьшению сил, действующих на зубья. Кроме того, гипоидные ведомые шестерни имеют в несколько раз большее сопротивление усталости, чем конические. Указанные достоинства позволяют изготавливать гипоидную передачу малогабаритной и применять ее вместо двойной главной передачи на грузовых автомобилях.

КПД гипоидной главной передачи можно подсчитать по выражению

$$\eta_r = \frac{1 + \mu \operatorname{tg} \beta_2}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta_1},$$

где $\mu = 0,05 \dots 0,1$ — коэффициент трения между зубьями.

КПД гипоидной передачи несколько меньше, чем у конической, что связано с продольным скольжением зубьев со скоростью

$$v_c = \frac{v_o \sin(\beta_1 - \beta_2)}{\sin \beta_2},$$

где v_o — окружная скорость ведущей шестерни.

Однако наличие скольжения обеспечивает высокое сопротивление усталости шестерням гипоидной главной передачи.

Шестерни. При работе конической и гипоидной главной передачи зубья шестерен испытывают нагрузки от сил, возникающих в зацеплении (рис. 6.11), — окружной, осевой и радиальной. Эти силы являются составляющими нормальной силы, действующей на зубья шестерен.

Определим значения указанных сил.

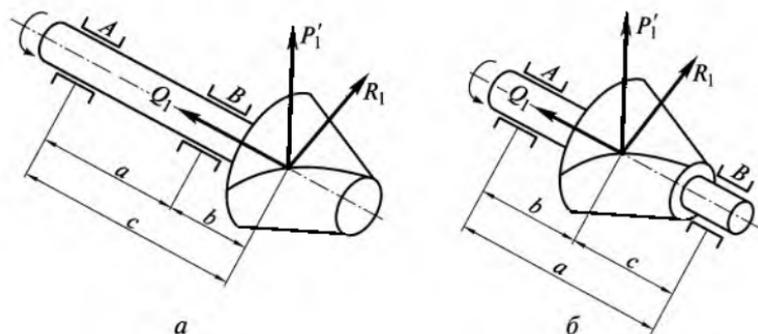


Рис. 6.11. Силы, действующие на ведущую шестерню главной передачи: *a* — консольная установка; *б* — установка с дополнительной опорой; *A, B* — опоры

Для ведущей шестерни конической главной передачи:
 окружная сила

$$P_1 = \frac{M_{\max} u_{к1}}{r_{\text{ср}}},$$

где $r_{\text{ср}} = r - 0,5l \sin \delta$ — средний радиус начального конуса шестерни; r — радиус основания начального конуса; l — длина зуба по образующей конуса шестерни; δ — половина угла начального конуса;

осевая сила

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta \pm \sin \beta \cos \delta),$$

где знак «-» — при одинаковых направлениях вращения и спирали; «+» — при разных направлениях вращения и спирали;
 радиальная сила

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta \pm \sin \beta \sin \delta).$$

В указанных выражениях знак «+» соответствует направлению осевой силы Q_1 к основанию конуса шестерни, а радиальной силы R_1 к оси вала шестерни.

Так как у ведомой шестерни конической передачи угол спирали $\beta_2 = \beta_1$, то окружная, осевая и радиальные силы, действующие на ее зубья, равны указанным силам на ведущей шестерне, т. е.

$$P_2 = P_1; Q_2 = Q_1; R_2 = R_1.$$

Для ведущей шестерни гипоидной главной передачи:
окружная сила

$$P_1 = \frac{M_{\max} u_{к1}}{r_{cp}};$$

осевая сила

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1);$$

радиальная сила

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1).$$

Для ведомой шестерни гипоидной главной передачи:
окружная сила

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1};$$

осевая сила

$$Q_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2);$$

радиальная сила

$$R_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \sin \delta_2).$$

После определения сил, действующих на зубья шестерен, выполняется расчет шестерен главной передачи на прочность и износ.

При расчете шестерен на прочность определяют напряжения в зубьях от изгиба:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P}{y b t_n},$$

где P — окружная сила; y — коэффициент, учитывающий форму и число зубьев; b — ширина шестерни; t_n — нормальный шаг в среднем сечении начального конуса шестерни.

Коэффициент y формы и числа зубьев выбирается по таблицам для приведенного числа зубьев, подсчитываемого по формуле

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \delta},$$

где z — фактическое число зубьев.

Нормальный шаг в среднем сечении начального конуса

$$t_n = t_s \left(1 - \frac{b}{2r} \sin \delta \right) \cos \beta,$$

где t_s — торцовый шаг по основанию начального конуса; r — радиус основания начального конуса.

Допускаемые напряжения изгиба в зубьях $[\sigma_{изг}] = 500 \dots 700$ МПа (бóльшие значения — для гипоидных главных передач).

При расчете шестерен главной передачи на износ определяют контактные напряжения в зубьях:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)},$$

где E — модуль упругости; $\rho_1 = \frac{r_{cp1}}{\cos^2 \beta_1 \cos \delta_1}$; $\rho_2 = \frac{r_{cp2}}{\cos^2 \beta_2 \cos \delta_2}$; r_{cp1} и r_{cp2} — средние радиусы начального конуса соответственно ведущей и ведомой шестерен.

Допустимые контактные напряжения $[\sigma_k] = 1\,000 \dots 1\,200$ МПа (бóльшие значения — для гипоидных главных передач).

Шестерни главных передач изготавливают из стали следующих марок: 15ХНЗА, 20ХНЗА, 20ХНМА, 30ХГТ.

Вал ведущей шестерни главной передачи рассчитывают на прочность и жесткость. Жесткость вала должна обеспечивать нормальное зацепление шестерен. Жесткость зависит от длины вала, а также от типа и расположения его подшипников.

При расчете определяются прогибы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

При консольной установке (см. рис. 6.11, а) прогибы вала: в горизонтальной плоскости

$$f_r = P \frac{b^2 c}{3EJ};$$

в вертикальной плоскости

$$f_a = R \frac{b^2 c}{3EJ} - Q r_{cp} \frac{(2a + 3b)b}{6EJ}.$$

При установке с дополнительной опорой (см. рис. 6.11, б) прогибы вала:

в горизонтальной плоскости

$$f_r = P \frac{b^2 c^2}{3(b+c)EJ};$$

в вертикальной плоскости

$$f_b = R \frac{b^2 c^2}{3(b+c)EJ} - Q r_{cp} \frac{bc(b-c)}{3(b+c)EJ},$$

где J — момент инерции сечения вала.

Допустимые прогибы и смещения в главной передаче под нагрузкой не должны превышать значений, приведенных в подразд. 6.2 (см. рис. 6.3).

Подшипники. Для определения нагрузок на подшипники необходимо найти реакции опор вала ведущей шестерни главной передачи (см. рис. 6.11):

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - Q_1 r_{cp})^2};$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + Q_1 r_{cp})^2}.$$

После определения реакций опор расчет подшипников главной передачи выполняется аналогично расчету подшипников коробки передач (см. подразд. 3.8).

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой главная передача и для чего она служит?
2. Перечислите типы главных передач и укажите, на каких автомобилях они применяются.
3. Какие требования предъявляются к главной передаче и какими конструктивными мероприятиями они выполняются?
4. Какие достоинства имеет гипоидная главная передача, обеспечивающие ее широкое применение на автомобилях?
5. Какие регулировки и для чего проводятся в главной передаче?
6. Какие детали и на какие нагрузки рассчитывают в главной передаче?
7. Как подбираются подшипники главной передачи?

7. ДИФФЕРЕНЦИАЛ

7.1. Назначение и типы

Дифференциалом называется механизм трансмиссии, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами и ведущими мостами автомобиля. Дифференциал служит для обеспечения ведущим колесам разной скорости вращения при движении автомобиля по неровным дорогам и на поворотах.

Разная скорость вращения ведущих колес, проходящих разный путь на поворотах и неровных дорогах, необходима для их качения без скольжения и буксования. В противном случае повысится сопротивление движению автомобиля, увеличатся расход топлива и износ шин.

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы дифференциалов (рис. 7.1).

Дифференциал, распределяющий крутящий момент двигателя между ведущими колесами автомобиля, называется межколесным.

Дифференциал, который распределяет крутящий момент двигателя между ведущими мостами автомобиля, называется межосевым.

На большинстве автомобилей применяются конические дифференциалы, симметричные и малого трения.

Симметричный дифференциал распределяет поровну крутящий момент. Его передаточное число равно единице ($u'_d = 1$), т. е. полуосевые шестерни 3 и 4 (рис. 7.2, а, б) имеют одинаковый диаметр и равное число зубьев. Симметричные дифференциалы применяются на автомобилях обычно в качестве межколесных и реже меж-

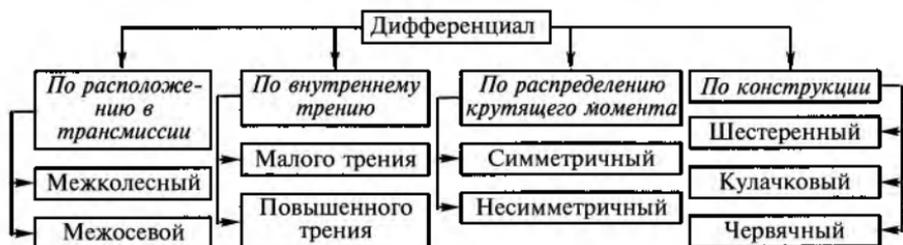


Рис. 7.1. Типы дифференциалов, классифицированных по различным признакам

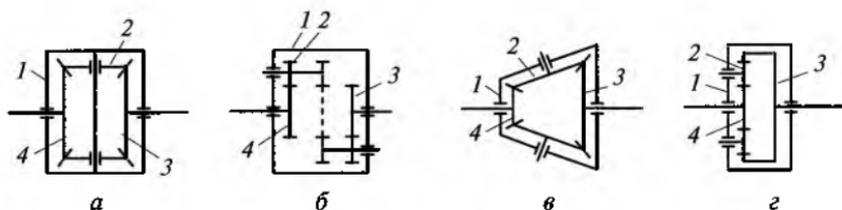


Рис. 7.2. Шестеренные дифференциалы:

а, б — симметричные; *в, г* — несимметричные; 1 — корпус; 2 — сателлит; 3, 4 — шестерни

осевых, когда необходимо распределять крутящий момент поровну между ведущими мостами.

Несимметричный дифференциал распределяет крутящий момент не поровну. Передаточное его число не равно единице, но постоянно ($u'_d = \text{const} \neq 1$), т. е. полуосевые шестерни 3 и 4 (рис. 7.2, *в, г*) имеют неодинаковые диаметры и разное число зубьев. Несимметричные дифференциалы применяют, как правило, в качестве межосевых, когда необходимо распределять крутящий момент пропорционально нагрузкам, приходящимся на ведущие мосты.

Шестеренный дифференциал. Межколесный конический симметричный дифференциал (см. рис. 7.2, *а*) состоит из корпуса 1, сателлитов 2, полуосевых шестерен 3 и 4, которые соединены полуосями с ведущими колесами автомобиля. Дифференциал легкового автомобиля имеет два свободно вращающихся сателлита, установленных на оси, закрепленной в корпусе дифференциала, а у грузового автомобиля — четыре сателлита, размещенных на шипах крестовины, также закрепленной в корпусе дифференциала.

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге (рис. 7.3, *а*) ведущие колеса одного моста проходят одинаковые пути, встречают одинаковое сопротивление движению и вращаются с одной и той же скоростью. При этом корпус дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. Сателлиты 3 не вращаются вокруг своих осей, заклинивают полуосевые шестерни 4 и на оба ведущих колеса передаются одинаковые крутящие моменты.

При повороте автомобиля (рис. 7.3, *б*) внутреннее по отношению к центру поворота колесо, встречает большее сопротивление движению, чем наружное колесо вращается медленнее, и вместе с ним замедляет свое вращение полуосевая шестерня внутреннего колеса. При этом сателлиты 3 начинают вращаться вокруг своих осей и ускоряют вращение полуосевой шестерни наружного колеса. В результате ведущие колеса вращаются с разными скоростями, что и необходимо при движении на повороте.

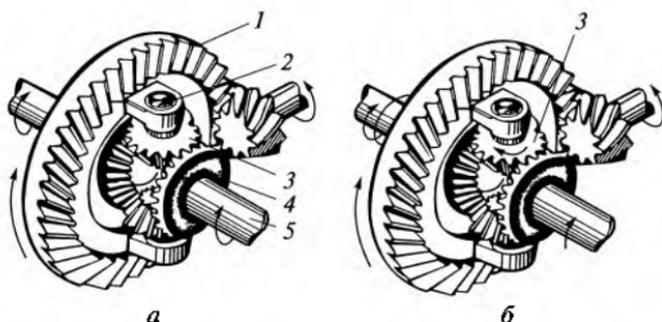


Рис. 7.3. Работа дифференциала при движении автомобиля:

a — по прямой; *b* — на повороте; 1, 4 — шестерни; 2 — корпус; 3 — сателлит; 5 — полуось

При движении автомобиля по неровной дороге ведущие колеса также встречают разные сопротивления и проходят разные пути. В соответствии с этим дифференциал обеспечивает им разную скорость вращения и качение без проскальзывания и буксования.

Одновременно с изменением скоростей вращения происходит изменение крутящего момента на ведущих колесах. При этом крутящий момент уменьшается на колесе, вращающемся с большей скоростью. Так как симметричный дифференциал распределяет крутящий момент на ведущих колесах поровну, то в этом случае на колесе с меньшей скоростью вращения момент тоже уменьшается и становится равным моменту на колесе с большей скоростью вращения. В результате суммарный крутящий момент и тяговая сила на ведущих колесах падают, а тяговые свойства и проходимость автомобиля ухудшаются. Особенно это проявляется, когда одно из ведущих колес попадает на скользкий участок дороги, а другое находится на твердой сухой дороге. Если суммарного крутящего момента будет недостаточно для движения автомобиля, то автомобиль остановится. При этом колесо на сухой твердой дороге будет неподвижным, а колесо на скользкой дороге будет буксовать.

Для устранения этого недостатка применяют принудительную блокировку (выключение) дифференциала, жестко соединяя одну из полуосей с корпусом дифференциала. При заблокированном дифференциале крутящий момент, подводимый к колесу с лучшим сцеплением, увеличивается. В результате создается большая суммарная тяговая сила на обоих ведущих колесах автомобиля. При этом суммарная тяговая сила увеличивается на 20... 25 % во время движения в реальных дорожных условиях.

Конический симметричный дифференциал является дифференциалом малого трения, так как имеет небольшое внутреннее трение.

Трение в дифференциале повышает проходимость автомобиля, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший — на буксующее, что может предотвратить буксование. При этом суммарная тяговая сила в ведущих колесах достигает максимального значения.

Однако в дифференциале малого трения увеличение суммарной тяговой силы на ведущих колесах составляет всего 4...6%, что также не способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля.

Конический симметричный дифференциал малого трения прост по конструкции, имеет небольшие размеры и массу, высокие КПД и надежность. Он обеспечивает хорошие управляемость и устойчивость, уменьшает изнашивание шин и расход топлива. Этот дифференциал также называют простым дифференциалом.

Межосевой дифференциал распределяет крутящий момент между главными передачами ведущих мостов многоприводных автомобилей. Дифференциал устанавливают в раздаточной коробке или в приводе главных передач. Межосевой дифференциал исключает циркуляцию мощности в трансмиссии автомобиля, которая очень сильно нагружает трансмиссию, особенно при движении по ровной дороге. В качестве межосевых на автомобилях применяются и конические, и цилиндрические дифференциалы.

Кулачковые дифференциалы. Кулачковые (сухарные) дифференциалы могут быть с горизонтальным (рис. 7.4, *а*) или радиальным (рис. 7.4, *б*) расположением сухарей. Сухари 3 размещаются в один или два ряда в отверстиях обоймы 2 корпуса 1 дифференциала между полуосевыми звездочками 4 и 5, которые установлены на шлицах полуосей. Сухари в дифференциале выполняют роль сателлитов.

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге сухари неподвижны относительно обоймы и полуосевых звездочек. Своими концами они упираются в профилированные кулачки полуосевых звездочек и расклинивают их. Все детали диффе-

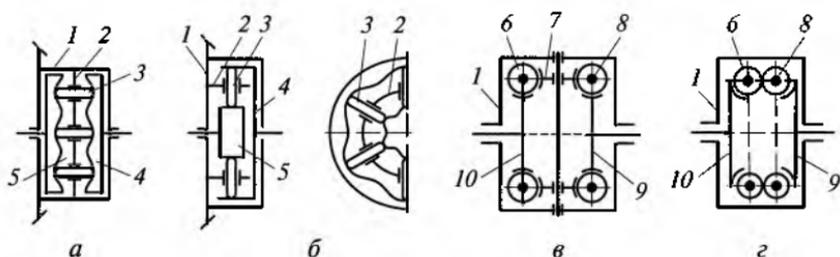


Рис. 7.4. Кулачковые (*а, б*) и червячные (*в, з*) дифференциалы:

1 — корпус; 2 — обойма; 3 — сухарь; 4, 5 — звездочки; 6, 8 — червяки; 7 — сателлиты; 9, 10 — шестерни

ренциала вращаются как одно целое, и оба ведущих колеса автомобиля вращаются с одинаковыми скоростями.

При движении автомобиля на повороте или по неровной дороге сухари перемещаются в отверстиях обоймы и обеспечивают ведущим колесам автомобиля разную скорость вращения без проскальзывания и буксования.

Кулачковые дифференциалы являются дифференциалами повышенного трения, так как имеют значительное внутреннее трение, которое позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший на буксующее колесо. При этом суммарная тяговая сила на ведущих колесах автомобиля достигает максимального значения. Так, за счет повышенного внутреннего трения суммарная тяговая сила на ведущих колесах увеличивается на 10... 15 %, что способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Кулачковые дифференциалы относительно просты по конструкции и имеют небольшую массу. Они широко применяются на автомобилях повышенной и высокой проходимости.

Червячные дифференциалы. Червячные дифференциалы могут быть с сателлитами или без сателлитов. В червячном дифференциале с сателлитами (рис. 7.4, в) крутящий момент от корпуса 1 дифференциала через червячные сателлиты 7 и червяки 6 и 8 передается полуосевым червячным шестерням 9 и 10, которые установлены на шлицах полуосей, связанных с ведущими колесами автомобиля.

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге корпус, сателлиты, червяки и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. При движении автомобиля на повороте и по неровностям дороги разная скорость вращения ведущих колес обеспечивается за счет относительного вращения сателлитов, червяков и полуосевых шестерен.

В червячном дифференциале без сателлитов (рис. 7.4, г) полуосевые червячные шестерни 9 и 10 находятся в зацеплении с червяками 6 и 8, которые находятся также в зацеплении между собой. Крутящий момент от корпуса 1 дифференциала передается полуосевым шестерням 9 и 10 через червяки 6 и 8.

Червячные дифференциалы обладают повышенным внутренним трением, которое увеличивает суммарную тяговую силу на ведущих колесах автомобиля на 10... 15 %. Это способствует повышению тяговых свойств и проходимости автомобиля. Однако червячные дифференциалы наиболее сложные по конструкции. Они самые дорогостоящие из всех дифференциалов, так как их сателлиты и полуосевые шестерни изготавливают из оловянистой бронзы. В связи с этим в настоящее время червячные дифференциалы на автомобилях применяются очень редко.

Особенности конструкций дифференциалов легковых и грузовых автомобилей подробно рассмотрены в разд. 9.

7.2. Требования к дифференциалу

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2) к дифференциалу предъявляются дополнительные требования, в соответствии с которыми он должен:

- распределять крутящий момент между ведущими колесами и мостами в пропорции, обеспечивающей автомобилю наилучшие тягово-скоростные свойства, проходимость, управляемость и устойчивость;

- иметь минимальные габаритные размеры.

Рассмотрим требования к дифференциалу и соответствие им различных типов дифференциалов.

Распределение моментов. Дифференциал, являясь механизмом трансмиссии, распределяющим крутящий момент между ведущими мостами и колесами автомобиля, существенно влияет на такие эксплуатационные свойства, как тягово-скоростные, проходимость, управляемость и устойчивость.

Для выявления влияния дифференциала на эксплуатационные свойства автомобиля и определения конструктивных мероприятий, обеспечивающих в зависимости от условий движения необходимое распределение крутящего момента по ведущим мостам и колесам, рассмотрим кинематику и динамику основных типов дифференциалов, применяемых на автомобилях.

Дифференциал представляет собой планетарный механизм (см. рис. 7.2, а), который включает в себя три звена — корпус 1 (водило), сателлиты 2 и полуосевые шестерни 3 и 4.

При неподвижном корпусе кинематический параметр дифференциала (внутреннее передаточное число):

$$p = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_1 - \omega_d}{\omega_2 - \omega_d},$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев полуосевых шестерен; ω_1 , ω_2 , ω_d — угловые скорости соответственно полуосевых шестерен и корпуса дифференциала.

Из этого выражения получим уравнение кинематики дифференциала:

$$\omega_1 - p\omega_2 = (1 - p)\omega_d.$$

При равенстве числа зубьев полуосевых шестерен ($z_1 = z_2$) кинематический параметр $p = -1$ и такой дифференциал является симметричным, так как знак «-» указывает на вращение полуосевых шестерен в разные стороны при остановленном корпусе дифференциала.

При разном числе зубьев полуосевых шестерен ($z_1 \neq z_2$) кинематический параметр $p \neq -1$ и дифференциал является несимметричным.

С учетом значения кинематического параметра кинематическое уравнение симметричного дифференциала примет следующий вид:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_d.$$

Из приведенного уравнения следует:

$\omega_1 = \omega_2 = \omega_d$ — при прямолинейном движении автомобиля;

$\omega_1 < \omega_2$; $\omega_2 < \omega_1$ — при поворотах автомобиля в разные стороны (влево, вправо).

При уменьшении угловой скорости одного колеса на некоторую величину происходит увеличение угловой скорости другого колеса на такую же величину. Если одно из колес остановлено, то другое колесо вращается в этом случае в два раза быстрее, чем корпус дифференциала:

$$\omega_1 = 0, \quad \omega_2 = 2\omega_d;$$

$$\omega_2 = 0, \quad \omega_1 = 2\omega_d.$$

Обычно такое происходит при буксовании одного из ведущих колес при неподвижном автомобиле.

Уравнение распределения моментов дифференциалом между ведущими колесами автомобиля имеет следующий вид:

$$M_1 + M_2 = M_d,$$

где M_1 , M_2 и M_d — соответственно моменты на полуосях и корпусе дифференциала.

Симметричный дифференциал распределяет поровну крутящий момент между ведущими колесами. Это свойство симметричного дифференциала обеспечивает хорошую устойчивость и управляемость автомобилю при движении на хороших дорогах с твердым покрытием. Однако, как указывалось ранее, указанное свойство симметричного дифференциала ухудшает проходимость автомобиля. Так, например, если одно из ведущих колес находится на участке дороги с малым коэффициентом сцепления, а другое — с большим, то к обоим колесам подводится момент, равный моменту на колесе с малым сцеплением. В этом случае при трогании автомобиля с места колесо с большим сцеплением стоит на месте, а с меньшим — буксует. Для устранения такого недостатка применяют принудительную блокировку дифференциала — его выключение.

Принудительная блокировка дифференциала обеспечивает полное использование по сцеплению тяговой силы на ведущих колесах. Однако для этого необходимо своевременное включение и выключение блокировки. При слишком частом пользовании блокировкой дифференциала возникает временная перегрузка полуосей, ухудшается устойчивость автомобиля и затрудняется его управляемость. Постоянное же движение автомобиля с включен-

ной блокировкой дифференциала на повороте или на неровностях дороги может привести к поломке полуосей или других деталей ведущего моста. Следовательно, своевременное включение блокировки дифференциала должно проводиться только при преодолении труднопроходимых участков пути.

Распределение крутящего момента между ведущими колесами автомобиля характеризует коэффициент блокировки дифференциала.

Коэффициентом блокировки дифференциала называется отношение момента $M_{от}$ на отстающем колесе к моменту $M_{заб}$ на забегающем колесе.

Отстающим является внутреннее по отношению к центру поворота автомобиля колесо, которое вращается с меньшей угловой скоростью и всегда имеет большее сцепление с дорогой. Забегающим считается наружное колесо, имеющее меньшее сцепление с дорогой и вращающееся быстрее, чем отстающее колесо.

Коэффициент блокировки дифференциала

$$k_b = \frac{M_{от}}{M_{заб}}.$$

Для симметричного дифференциала

$$M_{от} = 0,5(M_d + M_{тр}); M_{заб} = 0,5(M_d - M_{тр}),$$

где $M_{тр} = M_{от} - M_{заб}$ — момент трения в дифференциале.

При отсутствии трения $M_{от} = M_{заб} = 0,5M_d$.

Коэффициент блокировки симметричного дифференциала

$$k_b = \frac{M_d + M_{тр}}{M_d - M_{тр}}.$$

Для несимметричного дифференциала

$$M_{от} = \frac{z_{от}}{z_{заб} + z_{от}} (M_d + M_{тр}); M_{заб} = \frac{z_{заб}}{z_{заб} + z_{от}} (M_d - M_{тр}),$$

где $z_{заб}$ и $z_{от}$ — числа зубьев соответственно на забегающей и отстающей полуосевых шестернях.

Для кулачкового дифференциала

$$M_{от} = \frac{n_{от}}{n_{заб} + n_{от}} \left(1 + \frac{M_{тр}}{M_d} \right) M_d; M_{заб} = \frac{n_{заб}}{n_{заб} + n_{от}} \left(1 - \frac{M_{тр}}{M_d} \right) M_d,$$

где $n_{заб}$ и $n_{от}$ — соответственно число кулачков на забегающей и отстающей звездочках полуосей.

У кулачковых дифференциалов отношение $M_{тр}/M_d = 0,30 \dots 0,35$.

В зависимости от типа и конструкции дифференциала коэффициент блокировки k_6 может быть в пределах от 1 до ∞ . Так, для симметричного дифференциала ($M_{от} = M_{заб}$) при отсутствии трения $k_6 = 1$, а при заблокированном дифференциале ($M_{заб} = 0$) $k_6 = \infty$.
 Оптимальный коэффициент блокировки дифференциала

$$k_{6\text{ опт}} = \frac{\varphi_{\text{max}}}{\varphi_{\text{min}}},$$

где φ_{max} и φ_{min} — соответственно коэффициенты сцепления на отстающем и забегающем колесах.

Дорожные условия эксплуатации весьма различны. При самых неблагоприятных дорожных условиях движения, когда $\varphi_{\text{max}} = 0,8$ (сухой асфальт) и $\varphi_{\text{min}} = 0,1$ (лед), коэффициент блокировки дифференциала $k_6 = 8$. Однако при движении автомобиля по неровностям дороги с отрывом одного из колес от ее поверхности необходимый коэффициент блокировки $k_6 = \infty$.

Для вероятного сочетания дорожных условий оптимальным является коэффициент блокировки $k_{6\text{ опт}} = 3 \dots 5$. При этих значениях коэффициента блокировки дифференциала обеспечиваются необходимые тяговые свойства автомобиля. При коэффициентах блокировки, превышающих оптимальное значение, тяговые свойства автомобиля почти не повышаются, но ухудшается его управляемость, возрастает изнашивание шин, увеличивается нагрузка на одну из полуосей и уменьшается КПД передачи между полуосевыми шестернями.

Коэффициент блокировки дифференциала зависит от потерь на трение в дифференциале. Так, для дифференциалов малого трения $k_6 = 0,5 \dots 2,0$, а для дифференциалов повышенного трения $k_6 = 2,5 \dots 8,0$.

Потери на трение в дифференциале влияют на КПД дифференциала. КПД симметричного дифференциала при остановленном его корпусе

$$\eta_{\text{дф}} = \frac{M_{\text{заб}}}{M_{\text{от}}} = \frac{M_{\text{д}} - M_{\text{тр}}}{M_{\text{д}} + M_{\text{тр}}}.$$

Следовательно, коэффициент блокировки связан с КПД дифференциала. Для симметричного дифференциала

$$k_6 = \frac{1}{\eta_{\text{дф}}}.$$

Трение в дифференциале позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо и меньший на буксующее, что может предотвратить буксование. В этом случае за счет трения

в дифференциале суммарная тяговая сила на двух ведущих колесах автомобиля достигает максимального значения:

$$P_{T \max} = 2P_{\text{сц min}} + \frac{M_{\text{тр}}}{r_k},$$

где $P_{\text{сц min}}$ — тяговая сила на колесе с меньшим сцеплением; r_k — радиус колеса.

Наименьшее увеличение суммарной тяговой силы на ведущих колесах автомобиля за счет трения обеспечивает конический симметричный дифференциал (на 4...6%), а наибольшее — кулачковый и червячный дифференциалы (на 10...15%).

Часто коэффициент блокировки дифференциала рассматривается как отношение момента трения $M_{\text{тр}}$ в дифференциале к моменту M_d на корпусе дифференциала:

$$k'_6 = \frac{M_{\text{тр}}}{M_d} = \frac{M_{\text{от}} - M_{\text{заб}}}{M_{\text{от}} + M_{\text{заб}}}.$$

При отсутствии трения ($M_{\text{тр}} = 0$) коэффициент блокировки $k'_6 = 0$.

При полностью заблокированном дифференциале ($M_{\text{тр}} = M_d$) коэффициент блокировки $k'_6 = 1$. В зависимости от типа и конструкции дифференциала значения указанного коэффициента блокировки k'_6 находятся в пределах от 0 до 1. Так, для шестеренных дифференциалов коэффициент блокировки $k'_6 = 0,05 \dots 0,15$, для кулачковых 0,3...0,5 и для червячных — до 0,8.

Для различных дорожных условий эксплуатации оптимальным является коэффициент блокировки $k'_6 = 0,3 \dots 0,5$.

Габаритные размеры дифференциала. В связи с тем, что дифференциал обычно устанавливают внутри главной передачи или раздаточной коробки, его габаритные размеры имеют важное значение. В первую очередь это относится к межколесному дифференциалу, так как от его размеров зависят размеры ведомой шестерни главной передачи, которые строго ограничены. От диаметра ведомой шестерни зависит высота картера ведущего моста и, следовательно, дорожный просвет и проходимость автомобиля. Наименьшие габаритные размеры имеет конический симметричный дифференциал.

7.3. Расчет дифференциала

При расчете конического дифференциала определяют его КПД, а также рассчитывают полуосевые шестерни, сателлиты и крестовину сателлитов на прочность.

Выбор КПД. Значение КПД дифференциала определяют по следующему выражению:

$$\eta_{\text{дф}} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{N_{\text{д}}} = 1 - \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{д}}} \frac{\omega_{\text{заб}} - \omega_{\text{от}}}{\omega_{\text{д}}},$$

где $N_{\text{тр}}$ — потери мощности на трение в дифференциале; $N_{\text{д}}$ — мощность на корпусе дифференциала; $\omega_{\text{заб}}$ и $\omega_{\text{от}}$ — угловые скорости соответственно забегающей и отстающей полуосевых шестерен; $\omega_{\text{д}}$ — угловая скорость корпуса дифференциала.

Шестерни и сателлиты. Расчет полуосевых шестерен и сателлитов дифференциала на прочность выполняют аналогично расчету на прочность шестерен главной передачи. При этом различается только определение окружной силы, действующей на зубья шестерен. При расчете считают, что окружная сила распределяется поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями (рис. 7.5).

Окружная сила, действующая на один сателлит:

$$P_c = \frac{M_{\text{max}} u_{\text{кл}} u_r}{2 r_1 n_c},$$

где r_1 — радиус приложения окружной силы; n_c — число сателлитов ($n_c = 2$ для легковых автомобилей; $n_c = 4$ для грузовых автомобилей).

Напряжения изгиба в зубьях полуосевых шестерен и сателлитов

$$\sigma_{\text{изг}} = 0,36 \frac{P_c}{b m_n y},$$

где b — ширина шестерни; m_n — нормальный модуль; y — коэффициент формы зуба.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{изг}}] = 500 \dots 800$ МПа.

Материал шестерен и сателлитов — сталь 18ХГТ, 20ХНЗА, 24ХГМ.

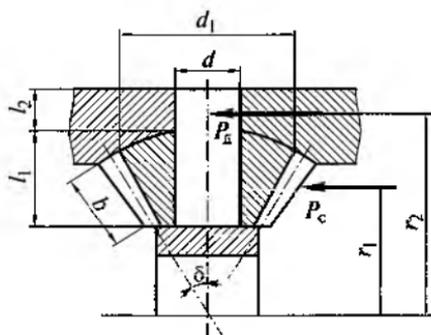


Рис. 7.5. Схема для расчета конического дифференциала

Крестовина. У крестовины рассчитывают шипы под сателлитами и в местах крепления в корпусе дифференциала (см. рис. 7.5).

Шип крестовины под сателлитом рассчитывают на смятие и на срез:

напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_c}{dl_1};$$

напряжения среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4P_c}{\pi d^2},$$

где d — диаметр шипа; l_1 — длина шипа под сателлитом.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \dots 60$ МПа.

Допускаемые напряжения среза $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \dots 120$ МПа.

Шип крестовины в месте крепления в корпусе дифференциала рассчитывают на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_d}{dl_2},$$

где $P_d = \frac{M_{\text{max}} u_{\text{кл}} u_{\text{г}}}{r_2 n_c}$ — окружная сила, действующая на шип; r_2 — радиус приложения окружной силы к шипу; l_2 — длина заделки шипа в корпусе дифференциала.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \dots 60$ МПа.

Ось сателлитов конического дифференциала легкового автомобиля рассчитывают по тем же формулам, что и крестовину сателлитов дифференциала грузового автомобиля. При этом материал оси сателлитов и допускаемые напряжения такие же, как у крестовины.

При расчете дифференциала по давлению торца сателлита на корпус дифференциала в месте контакта определяют напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{F_c},$$

где $Q = P_c \text{tg} \alpha \sin \delta$ — осевая сила, действующая на сателлит; α — угол зацепления; δ — половина угла начального конуса сателлита; $F_c = \pi(d_1^2 - d^2)/4$ — торцовая площадь сателлита.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 10 \dots 20$ МПа.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой дифференциал и для чего он предназначен?
2. Перечислите типы дифференциалов и укажите, на каких автомобилях они применяются.

3. Какие требования предъявляются к дифференциалу и какими конструктивными мероприятиями они выполняются?

4. Почему на автомобилях имеет широкое применение конический симметричный дифференциал?

5. Какую роль, положительную или отрицательную, играет трение в дифференциале и почему?

6. Что представляет собой коэффициент блокировки дифференциала, каковы пределы его изменения и оптимальное значение?

7. Какие детали и на какие нагрузки рассчитывают в коническом дифференциале?

8. ПОЛУОСИ

8.1. Назначение и типы

Полуосями называются валы трансмиссии, соединяющие дифференциал с колесами ведущего моста автомобиля.

Полуоси служат для передачи крутящего момента двигателя от дифференциала к ведущим колесам.

На автомобилях применяются различные типы полуосей (рис. 8.1).

Фланцевая полуось (рис. 8.2, *а*) представляет собой вал, который изготовлен как единое целое с фланцем 2. Фланец находится на наружном конце полуоси и служит для крепления ступицы или диска колеса. Внутренний конец 1 полуоси имеет шлицы для соединения с полуосевой шестерней дифференциала. Фланцевые полуоси получили наибольшее применение.

Бесфланцевая полуось (рис. 8.2, *б*) представляет собой вал, наружный и внутренний концы которого имеют шлицы. Шлицы наружного конца 3 предназначены для установки фланца крепления полуоси со ступицей колеса, а шлицы внутреннего конца 1 — для связи с полуосевой шестерней дифференциала.

При движении автомобиля полуоси могут быть нагружены, кроме крутящего момента, изгибающими моментами от сил, действующих на ведущие колеса при прямолинейном движении, на повороте, при торможении, заносе и т.п. Нагруженность полуосей зависит от способа их установки в балке ведущего моста.

Полуразгруженная полуось 6 (рис. 8.2, *в*) наружным концом опирается на подшипник 4, установленный в балке 5 заднего моста. Полуось не только передает крутящий момент на ведущее колесо и работает на скручивание, но и воспринимает изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях от сил,



Рис. 8.1. Типы полуосей, классифицированных по различным признакам

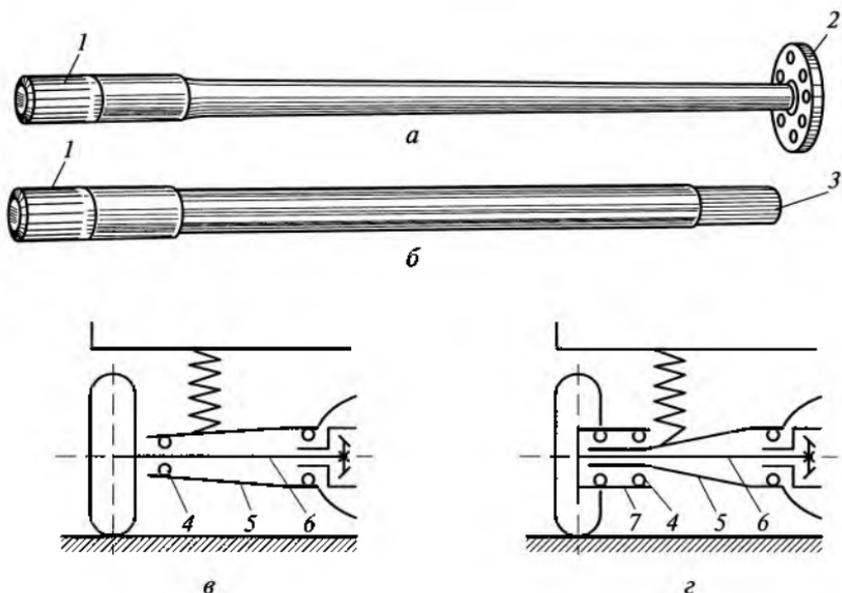


Рис. 8.2. Полуоси:

a — фланцевая; *б* — бесфланцевая; *в* — полуразгруженная; *г* — разгруженная;
 1, 3 — шлицевые концы; 2 — фланец; 4 — подшипник; 5 — балка; 6 — полуось;
 7 — ступица

действующих на ведущее колесо при движении автомобиля. Полуразгруженные полуоси применяются в задних ведущих мостах легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

Разгруженная полуось *б* (рис. 8.2, *г*) имеет ступицу 7 колеса, установленную на балке 5 моста на двух подшипниках 4. В результате все изгибающие моменты воспринимаются балкой моста, а полуось передает только крутящий момент, работая на скручивание. Разгруженные полуоси применяются в ведущих мостах автобусов и грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности.

Хотя и считается, что разгруженная полуось нагружается только крутящим моментом, передаваемым от дифференциала к ведущему колесу, но это не совсем соответствует действительности. При эксплуатации возможно возникновение изгиба разгруженной полуоси вследствие упругой деформации балки ведущего моста, технологической несоосности ступицы колеса и полуосевой шестерни дифференциала, а также неперпендикулярности плоскости фланца полуоси к ее оси. При этом напряжения изгиба разгруженной полуоси могут составлять 5...7 МПа.

Установка в ведущих мостах полуразгруженных и разгруженных полуосей и соединение полуосей с дифференциалом и колесами автомобилей подробно рассмотрены в разд. 9.

8.2. Требования к полуосям

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля (см. подраз. 1.2) к полуосям предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми полуоси должны:

- обеспечивать передачу крутящего момента к ведущим колесам автомобиля без пульсации при их вращении с разными угловыми скоростями;

- выполнять функции предохранителя при чрезмерно больших динамических нагрузках в системе механизмов привода к ведущим колесам.

Рассмотрим указанные требования и их выполнение.

Передача крутящего момента. При движении автомобиля по неровностям дороги и на поворотах передача крутящего момента полуосями от дифференциала к ведущим колесам должна происходить без пульсации при вращении колес с разными угловыми скоростями.

При передаче крутящего момента без пульсации соотношение между моментами на отстающем и забегающем колесах сохраняется постоянным ($M_{от}/M_{заб} = const$).

Пульсация возникает при вращении полуосей с колебаниями. При пульсации полуосей при передаче крутящего момента соотношение между моментами на отстающем и забегающем колесах не остается постоянным, а изменяется ($M_{от}/M_{заб} \neq const$). При пульсации будет также изменяться и соотношение между угловыми скоростями на отстающем и забегающем колесах ($\omega_{от}/\omega_{заб} \neq const$). В результате пульсация полуосей отрицательно скажется на эксплуатационных свойствах автомобиля и в первую очередь на его проходимости.

Одним из способов предотвращения пульсации является изготовление полуосей с необходимой жесткостью, определяемой углом закручивания. Так, максимальный угол закручивания полуоси не должен превышать 8° на 1 м длины полуоси. При больших значениях максимального угла закручивания полуось будет склонна к колебаниям и резонансным явлениям и, следовательно, к пульсации.

Полуось — предохранитель от поломок. В эксплуатации при чрезмерно больших динамических нагрузках могут возникнуть случаи, когда неизбежна поломка деталей механизмов ведущего моста. Полуось как легко и просто заменяемая деталь должна быть наиболее слабым звеном в системе механизмов привода к ведущим колесам автомобиля. Следовательно, полуось при возникновении неизбежной поломки деталей механизмов ведущего моста должна выполнять функции предохранителя и первой выходить из строя.

Выполнение полуосью функций предохранителя от поломки деталей ведущего моста и в первую очередь главной передачи до-

стигается соответствующими конструктивными и технологическими мероприятиями, в ходе которых определяются размеры полуосей, материал, термообработка и др.

8.3. Расчет полуосей

Полуоси рассчитывают на прочность. Обычно расчет выполняется по сцеплению ведущих колес автомобиля с дорогой при максимальном значении коэффициента сцепления.

Расчет полуосей выполняется для трех нагрузочных режимов: прямолинейное движение автомобиля, занос автомобиля и переезд ведущих колес через препятствие (динамическое нагружение).

Полуразгруженная полуось. При движении автомобиля полуразгруженная полуось (рис. 8.3, а) воспринимает следующие моменты:

крутящий момент от тяговой силы P_T

$$M_{\text{кр}} = P_T r_k;$$

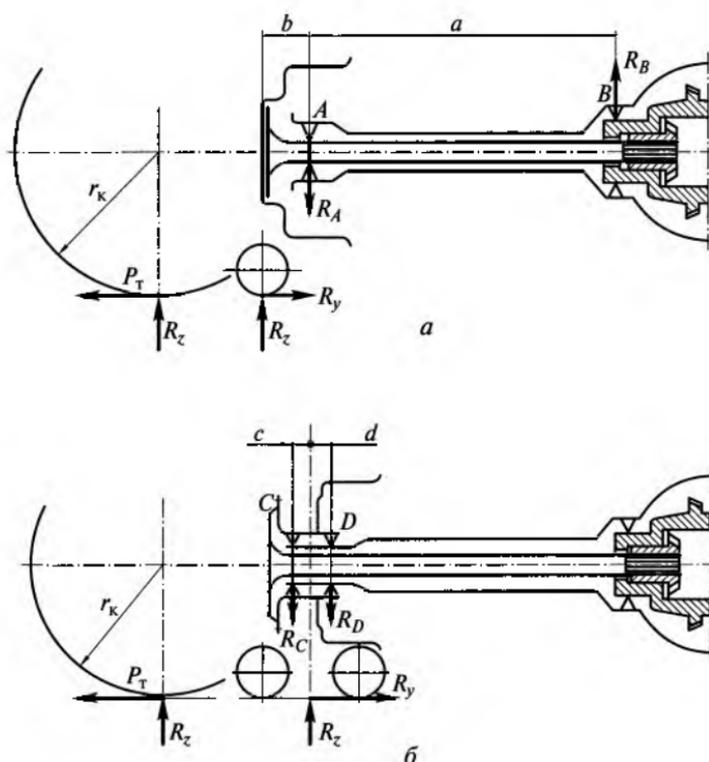


Рис. 8.3. Схемы для расчета полуразгруженной (а) и разгруженной (б) полуосей

изгибающий момент от тяговой силы P_T

$$M_{P_T} = P_T b;$$

изгибающий момент от нормальной реакции дороги R_z

$$M_z = R_z b;$$

изгибающий момент от поперечной реакции дороги R_y

$$M_y = R_y r_k,$$

где b — плечо изгиба; r_k — радиус ведущего колеса.

Изгибающий момент M_{P_T} действует в горизонтальной плоскости, а изгибающие моменты M_z и M_y — в вертикальной плоскости.

При прямолинейном движении автомобиля результирующий изгибающий момент в вертикальной и горизонтальной плоскостях

$$M_{изг} = b\sqrt{R_z^2 + P_T^2}.$$

Сложные напряжения от изгиба и скручивания

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{R_z^2 b^2 + P_T^2 b^2 + P_T^2 r_k^2}}{0,1d^3},$$

где d — диаметр полуоси в опасном сечении (под подшипником); $P_T = R_z \varphi_x$; $\varphi_x = 0,8$ — коэффициент продольного сцепления.

Подставив значения тяговой силы P_T и нормальной реакции дороги $R_z = m_p G_k / 2$ ($m_p = 1,2$ — коэффициент перераспределения нагрузки; G_k — нагрузка на колеса), определяют сложные напряжения от изгиба и скручивания.

При заносе автомобиля тяговая сила $P_T = 0$, а полуось нагружается изгибающим моментом от нормальной R_z и поперечной R_y реакций дороги. При этом на одной из полуосей (например, левой) указанные изгибающие моменты складываются, а на другой полуоси — вычитаются.

Изгибающие моменты, действующие на полуоси:

$$M_1 = R_y r_k - R_z b;$$

$$M_2 = R_y r_k + R_z b.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{R_z b \pm R_y r_k}{0,1d^3},$$

где $R_y = R_z \varphi_y$; $\varphi_y = 1$ — коэффициент поперечного сцепления.

При переезде через препятствие происходит динамическое нагружение полуоси, при котором возрастают нагрузки на полуось. В этом случае на полуось действуют:

вертикальная нагрузка

$$R_{z1}k_d = R_{z2}k_d;$$

горизонтальная нагрузка

$$R_{z1}k_d\varphi_x = R_{z2}k_d\varphi_x;$$

крутящая нагрузка

$$M_{кр} = P_T r_k = R_{z1}k_d\varphi_x = R_{z2}k_d\varphi_x,$$

где k_d — коэффициент динамичности, учитывающий увеличение нормальной реакции R_z при переезде препятствия ($k_d = 1,75$ для легковых автомобилей; $k_d = 2,5$ для грузовых автомобилей; $k_d = 3$ для самосвалов); $\varphi_x = 0,8$ — коэффициент продольного сцепления.

Напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{R_z b k_d}{0,1d^3}.$$

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{изг}] = 600 \dots 800$ МПа.

Разгруженная полуось. Расчет разгруженной полуоси на прочность выполняется только для случая прямолинейного движения автомобиля. При этом полуось рассчитывается на кручение и жесткость.

Крутящий момент, передаваемый разгруженной полуосью (рис. 8.3, б):

$$M_{кр} = P_T r_k.$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{P_T r_k}{0,2d^3}.$$

Допускаемые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 500 \dots 600$ МПа.

Диаметр полуосей. Для определения напряжений в полуразгруженной и разгруженной полуосях необходимо знать их диаметры.

Предварительно определить диаметр полуоси можно по формуле

$$d = \alpha \sqrt{M_n},$$

где $\alpha = 0,62 \dots 0,64$ для полуразгруженной полуоси, $\alpha = 0,46 \dots 0,5$ для разгруженной полуоси; M_n — момент на полуоси.

Полуоси воспринимают значительные переменные нагрузки. Полуразгруженная полуось разрушается в опасном сечении — под подшипником. Поэтому здесь полуось должна иметь несколько больший диаметр.

Разгруженная полуось разрушается в месте начала шлицов. Поэтому необходима осадка конца полуоси под шлицы для увеличения диаметра опасного сечения.

Диаметр шлицевого конца полуосей можно подсчитать по выражению

$$d_{\text{ш}} = (1,10 \dots 1,15)d.$$

Диаметр впадин шлицов должен быть несколько больше диаметра полуоси. Для снижения концентрации напряжений уменьшают глубину шлицов. Однако уменьшение глубины шлицов приводит к увеличению их числа. У полуразгруженных полуосей должно быть 10 шлицов и у разгруженных полуосей — 16... 18.

Конец полуоси под шлицы обычно высаживается с расчетом, чтобы его длины было достаточно для выхода шлицов.

Длина шлицов должна быть равна $l_{\text{ш}} = 1,3d_{\text{ш}}$.

Шлицы полуосей рассчитывают на срез и смятие.

Допускаемые напряжения среза $[\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 80$ МПа.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 200$ МПа.

Жесткость разгруженной полуоси проверяется по углу закручивания

$$\theta' = \frac{180 M_{\text{кр}} l}{\pi G J_{\text{кр}}},$$

где l — длина полуоси; G — модуль упругости второго рода;

$J_{\text{кр}} = \frac{\pi d^4}{32}$ — момент инерции сечения полуоси на кручение.

Допускаемый угол закручивания полуоси $[\theta'] = 8^\circ$ на 1 м длины.

Указанный угол закручивания полуразгруженной полуоси свидетельствует о ее повышенной жесткости. При углах закручивания, больших допускаемого, полуось будет склонна к колебаниям и резонансным явлениям. В этом случае полуось к ведущему колесу будет передавать крутящий момент с пульсацией.

Полуоси изготавливают из стали марок 30ХГС, 40Х, 40ХМА, 40ХНМА.

Подшипники. Выбор подшипников полуосей выполняется для случая прямолинейного движения автомобиля с учетом преобладающих эксплуатационных нагрузок и частоты вращения.

Реакции опор подшипников составляют:

для полуразгруженной полуоси (см. рис. 8.3, а)

$$R_A = \frac{a+b}{a} \sqrt{R_z^2 + P_T^2};$$

для разгруженной полуоси (см. рис. 8.3, б)

$$R_C = \frac{d}{c+d} \sqrt{R_z^2 + P_T^2}; R_D = \frac{c}{c+d} \sqrt{R_z^2 + P_T^2}.$$

Расчетная частота вращения подшипников полуосей определяется исходя из средней скорости движения автомобиля.

Методика расчета и выбора подшипников подробно рассмотрена в разд. 3.

Контрольные вопросы

1. Что представляют собой полуразгруженные и разгруженные полуоси и в чем их различие?
2. На каких автомобилях и почему применяются разгруженные и полуразгруженные полуоси?
3. Какие требования предъявляются к полуосям?
4. Что такое пульсация полуосей?
5. Как полуоси предохраняют главную передачу и дифференциал ведущего моста от поломок?
6. При каких режимах движения автомобиля рассчитывают полуоси?

9. МОСТЫ

9.1. Назначение и типы

Мостами автомобиля называются металлические балки с колесами. Мосты служат для установки колес и поддержания несущей системы автомобиля (рамы, кузова). Мосты воспринимают вертикальные, продольные и поперечные усилия, действующие на колеса при движении автомобиля.

На автомобилях применяются различные типы мостов (рис. 9.1).

Ведущим называется мост с ведущими колесами, к которым подводится крутящий момент от двигателя. На автомобилях ведущими мостами могут быть только передний, только задний, а также средний и задний или одновременно все мосты. Наибольшее распространение получили задние ведущие мосты на автомобилях ограниченной проходимости с колесной формулой 4×2 , предназначенные для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах.

Управляемым называется мост с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент двигателя. Управляемыми на большинстве автомобилей являются передние мосты.

Комбинированным называется мост с ведущими и управляемыми одновременно колесами. Комбинированные мосты применяются в качестве передних мостов в переднеприводных легковых автомобилях ограниченной проходимости, в полноприводных ав-



Рис. 9.1. Типы мостов автомобилей, классифицированных по различным признакам

томобилях повышенной проходимости и на автомобилях высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Поддерживающим называется мост с ведомыми колесами, которые не являются ни ведущими, ни управляемыми. Наибольшее применение поддерживающие мосты получили на прицепах и полуприцепах. Они применяются также на многоосных грузовых автомобилях и в качестве задних мостов на переднеприводных легковых автомобилях.

9.2. Требования к мостам

Дополнительно к общим требованиям к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2) к мостам автомобиля предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми мосты должны:

- иметь минимальную массу, наименьшие габаритные размеры, высокую жесткость;
- обеспечивать стабильные углы установки управляемых колес и осей их поворота (шкворней).

Рассмотрим эти требования и их выполнение.

Масса моста. На большинстве автомобилей мосты являются неподрессоренными частями. В этом случае мосты непосредственной связи с несущей системой автомобиля не имеют и соединяются с рамой или кузовом с помощью подвески. Поэтому масса моста имеет важное значение.

Масса ведущего моста зависит от типа автомобиля и типа самого моста. Она составляет примерно 10...15 % от сухой массы шасси грузовых автомобилей и 3...5 % от сухой массы легковых автомобилей. Причем для грузовых автомобилей верхний предел массы относится к ведущим мостам с двойной главной передачей.

При движении по неровностям дороги мосты совершают высокочастотные колебания частотой 350...600 мин⁻¹. Поэтому масса моста имеет существенное значение. Так, уменьшение массы моста приводит к уменьшению массы неподрессоренных частей автомобиля, снижению динамических (инерционных) нагрузок на автомобиль и на дорогу. В результате повышаются плавность хода, надежность и увеличивается срок службы автомобиля и дороги.

Масса ведущего моста во многом зависит от конструкции балки моста и типа главной передачи. Значительное уменьшение массы ведущего моста достигается применением одинарной главной передачи вместо двойной главной передачи. Балки ведущих мостов с поперечным разъемом имеют небольшую массу и сравнительно просты при изготовлении и сборке.

Масса ведущего моста снижается при литье картера главной передачи из высокопрочного модифицированного чугуна или алю-

миниевого сплава вместо обычного ковкого чугуна. Также уменьшается масса ведущего моста при сварной штампованной из листовой стали балке, которая технологичнее, чем литая балка. При этом сварные мосты имеют наименьшую массу по сравнению с другими ведущими мостами.

Масса управляемого моста составляет примерно 5...9 % от сухой массы шасси грузовых автомобилей. Для снижения массы управляемых мостов иногда их балки выполняют коваными из алюминиевых сплавов. Однако стоимость алюминиевых балок управляемых мостов гораздо выше, чем стальных балок.

Масса комбинированных мостов зависит от их балок, которые выполняют цельными или разъемными, сварными штампованными или литыми.

Габаритные размеры моста. Габаритные размеры ведущего моста оказывают существенное влияние на дорожный просвет, высоту пола кузова и высоту центра тяжести автомобиля и, следовательно, на проходимость и устойчивость автомобиля. Поэтому ведущий мост должен иметь возможно наименьшие габаритные размеры.

Габаритные размеры ведущего моста зависят в основном от типа главной передачи и, следовательно, ее размеров. Так, в грузовых автомобилях и автобусах тип главной передачи определяется диаметром ведомой шестерни при заданном размере шин с учетом необходимого дорожного просвета под картером ведущего моста.

Ведущие мосты с одинарными коническими и гипоидными главными передачами имеют меньшие размеры, чем с двойными главными передачами. А габаритные размеры ведущих мостов с червячной главной передачей зависят не только от диаметра червячной шестерни, но и от размеров самого червяка. Ведущие мосты с червячной главной передачей имеют меньшие габаритные размеры, чем мосты с другими типами главных передач. Однако ведущие мосты с червячной главной передачей имеют высокую стоимость и используются на автомобилях очень редко.

Жесткость моста. Балка ведущего моста должна иметь высокую жесткость для обеспечения требуемой нагруженности, а также надежной и долговечной работы главной передачи, дифференциала и полуосей.

Жесткость мостов оценивается максимальным статическим прогибом балки при действии нагрузки, соответствующей полной массе автомобиля. Для ведущих мостов максимальный статический прогиб балки не должен превышать 1,5 мм на 1 м колеи ведущих колес. Превышение допустимой деформации балки ведущего моста вызовет нарушение зацепления шестерен главной передачи и дифференциала, а также дополнительные изгибающие нагрузки полуосей.

Высокой жесткостью обладают штампованные из листовой стали сварные балки из двух половин. Поперечное сечение таких балок

изменяется по длине от круглого у концов до прямоугольного в центральной части. Балки изготавливают из стали марок 10кп, 12ГС и 17ГС. Толщина листовой стали от 3,5 мм для мостов легковых автомобилей до 13 мм для мостов грузовых автомобилей в зависимости от характера работы мостов. Кроме того, средняя часть балок сварных мостов усиливается приваркой специальных колец для обеспечения требуемой жесткости ведущим мостам.

Литые неразъемные ведущие мосты также обладают высокой жесткостью. Их балки имеют прямоугольное сечение по всей длине и толщину стенок, равную 8...10 мм. Для повышения жесткости в литых балках делаются внутренние перегородки, которые используются в качестве опор усиливающих запрессованных труб.

В грузовых автомобилях большой грузоподъемности для увеличения жесткости ведущего моста делают полуосевые шестерни с удлиненными ступицами, которые входят в центральную часть крестовины дифференциала. Для увеличения жесткости ведущих мостов у картеров главных передач часто делают наружные и внутренние ребра. Балки, образованные картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей (трубы), также обеспечивают высокую жесткость ведущим мостам.

Управляемые мосты, как и ведущие, должны иметь высокую жесткость. Для этого балки передних управляемых мостов грузовых автомобилей обычно делают коваными из углеродистых сталей с переменным сечением — двутавровым в средней части, выгнутой вниз, и постепенно переходящим после рессорных площадок в круглое сечение по концам балки.

Высокую жесткость при малой массе имеют трубчатые балки (круглого или эллиптического сечения) управляемых мостов. Однако они сложнее в производстве и дороже двутавровых балок.

При деформации управляемого моста нарушаются углы установки управляемых колес (развал и сходжение), что приводит к увеличению сопротивления движению автомобиля, расходу топлива и изнашиванию шин и, следовательно, ухудшению топливной экономичности и устойчивости.

Прогиб балки переднего управляемого моста грузовых автомобилей достигает 2...3 мм.

Балки комбинированных мостов, изготовленные цельными, разъемными, сварными штампованными и литыми, имеют высокую жесткость.

Углы установки. Обеспечение управляемым мостом стабильности углов установки управляемых колес необходимо для создания наименьшего сопротивления движению автомобиля, уменьшения изнашивания шин и снижения расхода топлива. Требуемые и стабильные углы установки управляемых колес предотвращают ухудшение топливной экономичности и устойчивости автомобиля.

Угол развала $\alpha_k = 0 \dots 2^\circ$ (рис. 9.2, а) обеспечивает перпендикулярное расположение управляемых колес к поверхности дороги. Он создается конструкцией управляемого моста путем наклона поворотной цапфы.

Угол схождения $\delta_k = 0^\circ 20' \dots 1^\circ$, определяемый разностью размеров $A - B = 2 \dots 8$ мм между колесами (рис. 9.2, в), необходим для предотвращения бокового скольжения управляемых колес при их качении с развалом.

Требуемые и стабильные углы развала и схождения при движении автомобиля обеспечивают прямолинейное качение управляемых колес без их бокового скольжения.

Обеспечение управляемым мостом требуемых стабильных углов установки оси поворота (шкворня) необходимо для стабилизации управляемых колес (сохранения колесами прямолинейного движения) и, следовательно, для легкого управления автомобилем, высокой безопасности движения и меньшего изнашивания шин и рулевого управления.

Угол $\beta_{ш} = 5 \dots 10^\circ$ поперечного наклона шкворня (см. рис. 9.2, а) при повороте управляемого колеса обеспечивает создание весового стабилизирующего момента, действующего на колесо.

Угол $\gamma_{ш} = 0 \dots 3,5^\circ$ продольного наклона шкворня (рис. 9.2, б) при повороте управляемого колеса обеспечивает создание скоростного стабилизирующего момента, также действующего на колесо.

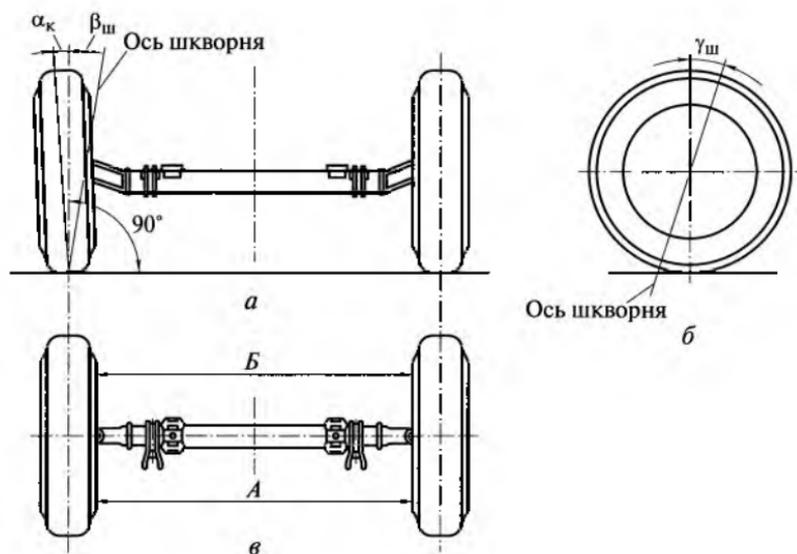


Рис. 9.2. Углы установки шкворней (а, б) и управляемых колес (а, в) автомобиля:

α_k — угол развала; $\beta_{ш}$ — угол поперечного наклона шкворня; $\gamma_{ш}$ — угол продольного наклона шкворня; А, В — расстояния между ободьями колес, замеренные на высоте оси колес

Весовой и скоростной стабилизирующие моменты при требуемых углах наклона шкворня и шины, создающие упругий стабилизирующий момент, обеспечивают необходимую стабилизацию управляемых колес и, следовательно, хорошую управляемость автомобиля и безопасность движения.

При увеличении углов поперечного и продольного наклона шкворня свыше допустимых повышается стабилизация управляемых колес, но затрудняется работа водителя.

В процессе эксплуатации углы развала и схождения управляемых колес, а также поперечного и продольного наклона шкворня должны быть стабильными и не нарушаться, а в случае необходимости управляемый мост должен обеспечивать их легкую регулировку.

9.3. Ведущий мост

Ведущий мост представляет собой жесткую пустотелую балку, на концах которой на подшипниках установлены ступицы ведущих колес, а внутри размещены главная передача, дифференциал и полуоси.

Типы ведущих мостов. На автомобилях применяются различные типы ведущих мостов (рис. 9.3).

Картер разъемного ведущего моста (рис. 9.4, а) обычно отливают из ковкого чугуна. Картер состоит из двух соединенных между собой частей 2 и 3, имеющих разъем в продольной вертикальной плоскости. Обе части картера имеют горловины, в которых запрессованы и закреплены стальные трубчатые кожухи 1 полуосей. К ним приварены опорные площадки 4 рессор и фланцы 5 для крепления опорных дисков колесных тормозных механизмов. Разъемные ведущие мосты применяются на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Картер неразъемного штампованного ведущего моста (рис. 9.4, б) выполняется в виде цельной балки 9 с развитой центральной частью кольцевой формы. Балка имеет трубчатое сечение и состоит из двух штампованных стальных половин, сваренных в продоль-

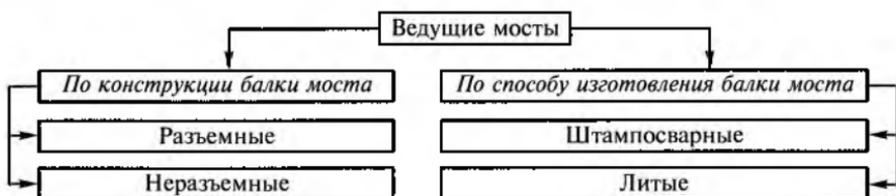


Рис. 9.3. Типы ведущих мостов, классифицированных по различным признакам

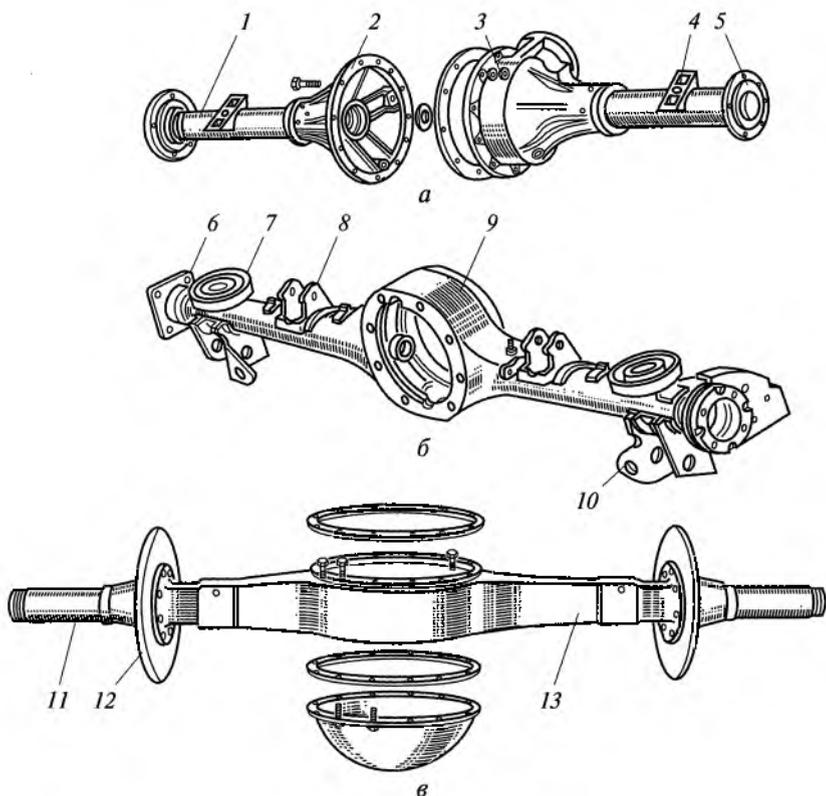


Рис. 9.4. Ведущие мосты:

а — разъемный; *б*, *в* — неразъемные; 1 — кожух; 2, 3 — части картера; 4 — площадка; 5, 6, 12 — фланцы; 7 — чашка; 8, 10 — кронштейны; 9, 13 — балки; 11 — труба

ной плоскости. К средней части балки моста с одной стороны крепятся картер главной передачи и дифференциал, а с другой — устанавливается крышка. К балке моста приварены опорные чашки 7 пружин подвески колес, фланцы 6 для крепления опорных дисков тормозных механизмов и кронштейны 8 и 10 крепления деталей подвески. Неразъемные штампованные ведущие мосты получили распространение на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Эти мосты при необходимой прочности и жесткости по сравнению с литыми неразъемными мостами имеют меньшую массу и меньшую стоимость изготовления.

Неразъемный литой ведущий мост (рис. 9.4, *в*) изготавливают из ковкого чугуна или стали. Балка 13 моста имеет прямоугольное сечение. В полуосевые рукава запрессовывают трубы 11 из легированной стали, на концах которых устанавливают ступицы колес.

Фланцы 12 предназначены для крепления опорных дисков тормозных механизмов. Неразъемные литые ведущие мосты получили применение на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Такие мосты обладают высокой жесткостью и прочностью, но имеют большую массу и габаритные размеры.

Неразъемные ведущие мосты более удобны в обслуживании, чем разъемные, так как для доступа к главной передаче и дифференциалу не требуется снимать мост с автомобиля.

Конструкция ведущих мостов. На рис. 9.5 показан задний ведущий мост легковых автомобилей ВАЗ. Задний мост выполнен в виде цельной балки 7 с развитой центральной частью кольцевой формы. Балку моста сваривают из двух стальных штампованных половин. С одной стороны к средней части балки моста приварена крышка 12, в которой имеется маслониливное отверстие с резьбовой пробкой, а с другой — прикреплен болтами картер 16 главной

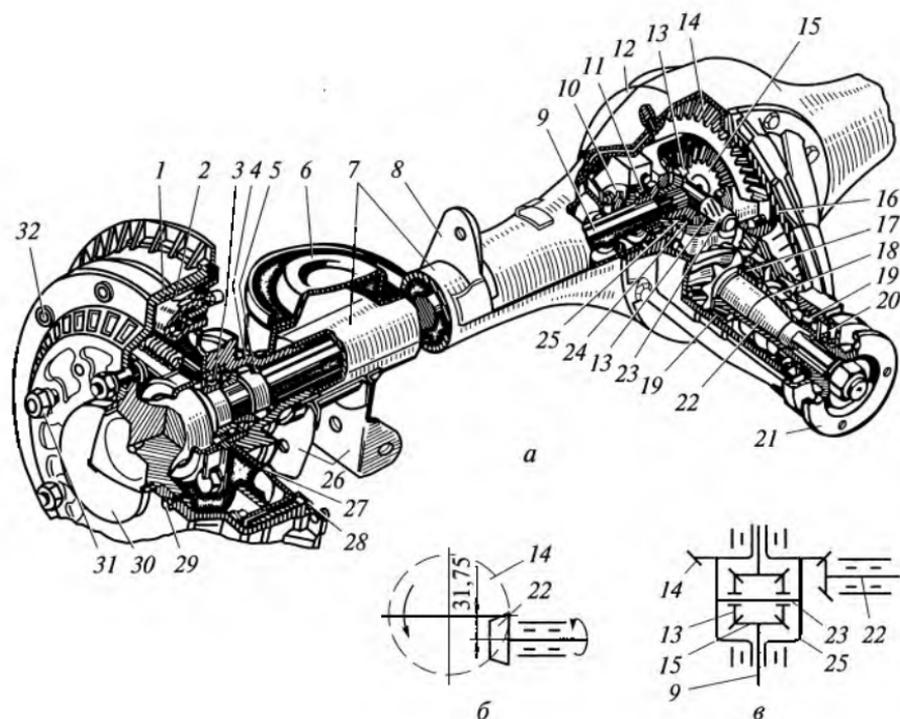


Рис. 9.5. Задний ведущий мост легковых автомобилей ВАЗ:

a — общий вид; *б, в* — схемы главной передачи и дифференциала; 1 — тормозной барабан; 2, 17 — кольца; 3, 11, 19 — подшипники; 4, 21 — фланцы; 5, 20 — манжеты; *б* — чашка; 7 — балка; 8, 26 — кронштейны; 9 — полуось; 10, 31 — гайки; 12 — крышка; 13 — сателлит; 14, 15, 22 — шестерни; 16 — картер; 18 — втулка; 23 — ось; 24 — шайба; 25 — корпус; 27 — пластина; 28 — щит; 29 — болт; 30 — колпак; 32 — окно

ной передачи и дифференциала. По обоим концам балки приварены стальные кованые фланцы 4 для крепления тормозных щитов 28 тормозных механизмов. К балке заднего моста также приварены опорные чашки 6 пружин задней подвески и кронштейны 8 и 26 крепления деталей подвески. В заднем мосту размещаются главная передача, дифференциал и полуоси. В задний мост заливается трансмиссионное масло.

Внутренняя полость моста сообщается с атмосферой через сапун, который исключает повышение давления внутри моста и предотвращает попадание воды внутрь моста при преодолении водных преград.

Главная передача, применяемая на автомобиле, — шестеренная, одинарная, гипоидная. Передаточное число главной передачи 4,3. Главная передача имеет одну пару конических шестерен со спиральным зубом. Оси шестерен не пересекаются, а перекрещиваются и лежат на некотором расстоянии (ось ведущей шестерни ниже оси ведомой), т.е. имеют гипоидное смещение. Благодаря гипоидному смещению уменьшается высота расположения карданной передачи и пола кузова, вследствие чего повышается комфортабельность автомобиля, несколько снижается его центр тяжести и повышается устойчивость. Кроме того, гипоидная главная передача имеет повышенные прочность и долговечность, а также обеспечивает плавное зацепление шестерен и бесшумность работы. Ось ведущей шестерни 22 смещена вниз на 31,75 мм относительно оси ведомой шестерни 14. Ведущая шестерня 22, изготовленная вместе с валом, на котором закреплен фланец 21, установлена в картере 16 на двух конических роликовых подшипниках 19, уплотненных манжетой 20. Между подшипниками находится распорная втулка 18, обеспечивающая правильную затяжку подшипников. Ведомая шестерня 14 прикреплена болтами к корпусу 25 дифференциала. Правильное положение ведущей шестерни относительно ведомой обеспечивается регулировочным кольцом 17.

Межколесный дифференциал, применяемый на автомобиле, — конический, симметричный, двухсателлитный, малого трения. Он распределяет крутящий момент поровну между ведущими колесами автомобиля.

Корпус 25 дифференциала установлен в подшипниках 11. Затяжка подшипников и зацепление зубьев ведущей 22 и ведомой 14 шестерен главной передачи регулируются регулировочными гайками 10. Внутри корпуса дифференциала закреплена ось 23 с двумя сателлитами 13. Сателлиты находятся в постоянном зацеплении с шестернями 15 полуосей, которые соединены с шлицевыми концами полуосей 9 и имеют опорные шайбы 24. Все шестерни дифференциала выполнены прямозубыми.

На автомобиле применяются полуразгруженные полуоси. Они передают крутящий момент и воспринимают изгибающие момен-

ты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Полуось 9 выполнена в виде сплошного вала. Внутренний конец полуоси имеет шлицы, а наружный — фланец. Полуось внутренним концом связана с шестерней 15, находящейся в корпусе 25 дифференциала. Наружный конец полуоси установлен в подшипнике 3, который размещен во фланце 4 балки моста и уплотнен манжетой. К фланцу полуоси крепятся: болтами 29 — тормозной барабан 1, гайками 31 — колесо с шиной, а также декоративный колпак 30. От смещения полуось удерживает специальная пластина 27, фиксирующая подшипник 3. Пластина вместе с тормозным щитом 28 прикреплена к фланцу 4 балки моста.

На рис. 9.6 показан задний ведущий мост легковых автомобилей ГАЗ.

Задний мост разъемный в продольной вертикальной плоскости и состоит из двух соединенных между собой частей — картера 9 и крышки 18, которые связаны с полуосевыми рукавами 11.

Картер 9 отлит из алюминиевого сплава, и в его горловину, усиленную стальным кольцом 12, запрессован и приклепан стальной трубчатый полуосевой рукав 11. Крышка 18 картера стальная и к ней приварен другой полуосевой рукав.

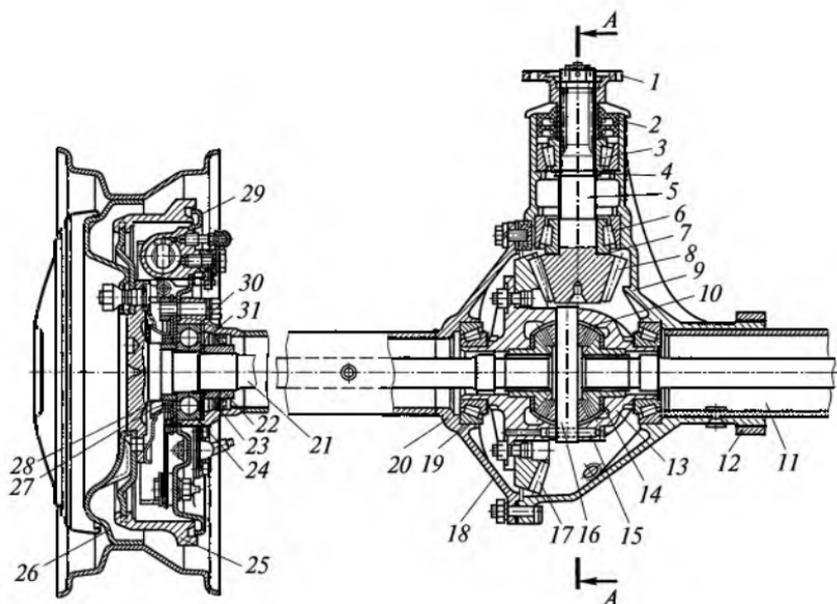
В картере установлена одинарная гипоидная главная передача с нижним гипоидным смещением. Вал 5 ведущей конической шестерни 8 главной передачи установлен на двух конических роликовых подшипниках 3 и 6, которые затягиваются гайкой и уплотняются двойной манжетой 2. На валу закреплен фланец 1 карданного шарнира карданной передачи с грязеотражательным щитком.

Между ведущей шестерней 8 и подшипником 6 установлено регулировочное кольцо 7 зацепления шестерен главной передачи. Регулировочные прокладки 4 обеспечивают затяжку подшипников.

Ведомая шестерня 17 главной передачи прикреплена к корпусу 13 дифференциала, который установлен в картере моста на двух конических роликовых подшипниках 20. Прокладками 19 регулируют затяжку подшипников дифференциала и зацепление шестерен главной передачи.

Дифференциал — конический, симметричный, малого трения. Корпус 13 дифференциала неразъемный и отлит из ковкого чугуна. В корпусе штифтом 15 закреплена ось 16, на которой установлены два сателлита 10, находящиеся в зацеплении с полуосевыми шестернями 14, под которые установлены стальные упорные шайбы.

Полуоси 21 фланцевые, полуразгруженные. Наружный конец каждой полуоси установлен на шариковом подшипнике 24 в стальном наконечнике, приваренном к полуосевому рукаву. На полуоси подшипник закреплен напрессованной на полуось втулкой 22 с пружинной шайбой 31, а в наконечнике — пластиной, при-



A—A O

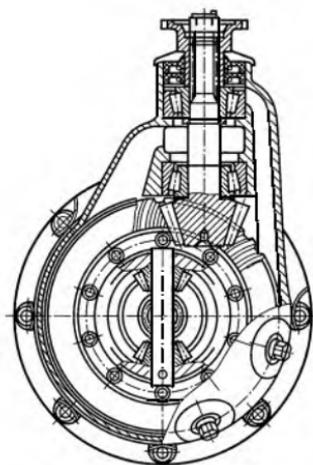


Рис. 9.6. Задний ведущий мост легковых автомобилей ГАЗ:

1 — фланец; 2, 23, 27 — манжеты; 3, 6, 20, 24 — подшипники; 4, 19 — прокладки; 5 — вал; 7, 12 — кольца; 8, 17 — шестерни главной передачи; 9 — картер; 10 — сателлит; 11 — рукав; 13 — корпус; 14 — полуосевая шестерня; 15 — штифт; 16 — ось; 18 — крышка; 21 — полуось; 22, 28 — втулки; 25 — тормозной барабан; 26 — диск; 29 — шит; 30, 31 — шайбы

крепленной к наконечнику вместе с тормозным щитом 29. Пружинная шайба 30 под наружным кольцом подшипника исключает возникновение стука подшипника. Подшипник полуоси неразборный, заправляется смазкой при сборке и в процессе эксплуатации не смазывается. Полуось уплотнена войлочной манжетой 27, установленной на распорной втулке 28, а также манжетой 23.

К фланцу полуоси крепится диск 26 колеса и тормозной барабан 25.

В картер моста заливается жидкое трансмиссионное масло. Его заливка и слив производятся через резьбовые отверстия с пробками. Для связи внутренней полости моста с окружающей средой имеется сапун (специальный клапан), который расположен на полуосевом рукаве.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ (рис. 9.7) имеет неразъемную стальную балку 18, к концам которой приварены наконечники 32. В центре балки прикреплен картер 19 главной передачи и дифференциала. Главная передача — двойная центральная. Она имеет две пары шестерен — коническую со спиральными зубьями и цилиндрическую с косыми зубьями.

Ведущая коническая шестерня 16 с валом установлена в двух конических роликовых подшипниках 7 и 10 в отдельном корпусе 14, прикрепленном к картеру на регулировочных прокладках 15. Между подшипниками размещена распорная втулка 8 и два регулировочных кольца 9. Подшипники затянуты гайкой 12, которая одновременно крепит фланец 13 карданного шарнира и упорную шайбу. Корпус 14 уплотнен манжетой 11.

Ведомая коническая шестерня 17 прикреплена к фланцу поперечного вала 4, изготовленного как единое целое с ведущей цилиндрической шестерней. Вал установлен в картере на двух конических роликовых подшипниках 5, под крышками 3 которых находятся регулировочные прокладки. Ведомая цилиндрическая шестерня 23 прикреплена к корпусу 25 дифференциала, установленного в картере на двух роликовых подшипниках 26. Подшипники дифференциала закреплены в картере крышками 27, фиксируются регулировочными гайками 28.

Дифференциал — конический, симметричный, малого трения. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин 36, между которыми размещена крестовина 21 с четырьмя сателлитами 20. Сателлиты находятся в зацеплении с полуосевыми шестернями 22, установленными на шлицах внутренних концов полуосей 1. Под сателлитами и полуосевыми шестернями поставлены опорные шайбы 37 и 38.

Полуоси — фланцевые, разгруженные. Фланцы наружных концов полуосей прикреплены к ступицам 31 ведущих колес автомобиля, каждая из которых установлена на наконечнике балки моста на двух конических роликовых подшипниках 30. Подшипники ступицы колеса закреплены гайкой 35, стопорным кольцом и контргайкой 33. Ступица колеса и подшипники уплотнены манжетами 29 и 34. В картер моста заливают жидкое трансмиссионное масло, которое поступает к подшипникам ведущей конической шестерни 16 по каналам 6, отлитым в картере. Внутренняя полость картера через сапун 24 сообщается с окружающим воздухом.

Затяжка подшипников ведущей конической шестерни 16 регулируется кольцами 9 и гайкой 12, а зацепление конических шес-

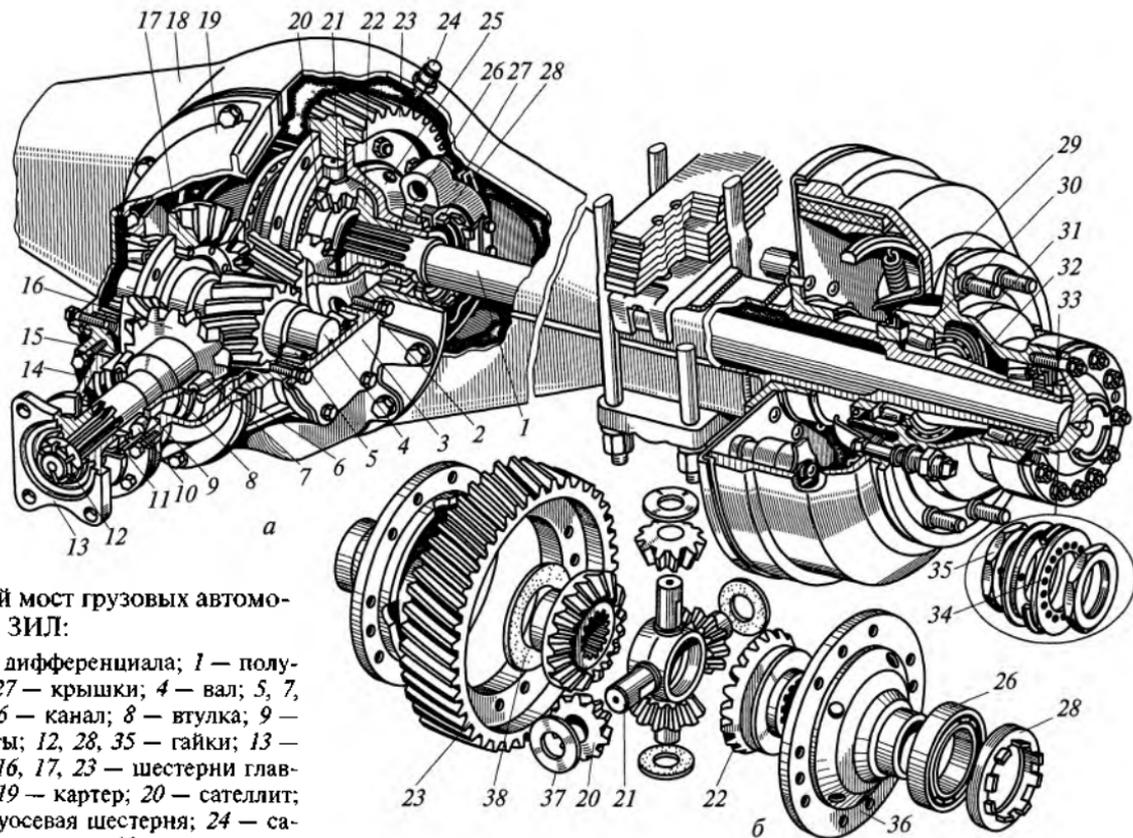


Рис. 9.7. Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ:

a — общий вид; *б* — детали дифференциала; 1 — полуось; 2, 15 — прокладки; 3, 27 — крышки; 4 — вал; 5, 7, 10, 26, 30 — подшипники; 6 — канал; 8 — втулка; 9 — кольцо; 11, 29, 34 — манжеты; 12, 28, 35 — гайки; 13 — фланец; 14, 25 — корпуса; 16, 17, 23 — шестерни главной передачи; 18 — балка; 19 — картер; 20 — сателлит; 21 — крестовина; 22 — полуосевая шестерня; 24 — сапун; 31 — ступица; 32 — наконечник; 33 — контргайка; 36 — половина корпуса; 37, 38 — шайбы

терен — прокладками 15 и перестановкой прокладок 2. Прокладками 2 также регулируют затяжку подшипников поперечного вала 4. Подшипники дифференциала регулируют гайками 28, а подшипники ступиц колес автомобиля — гайками 35.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ с одинарной гипоидной главной передачей и блокируемым дифференциалом представлен на рис. 9.8.

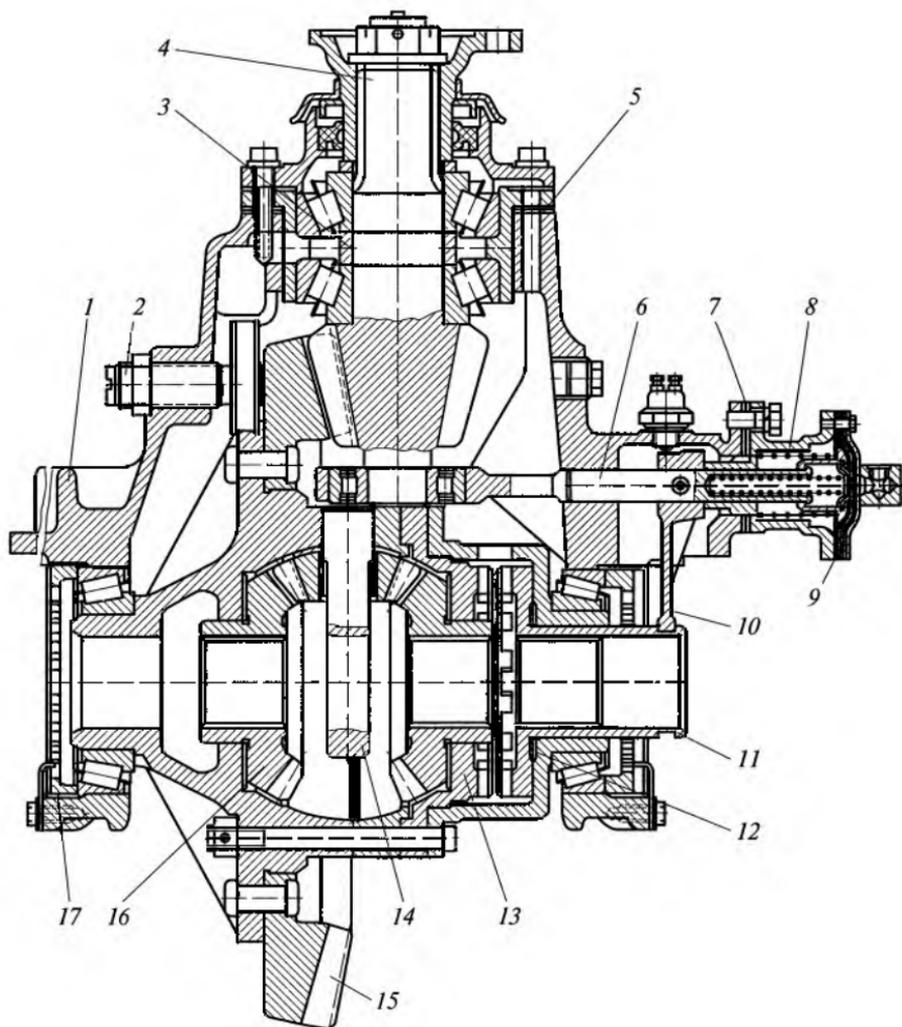
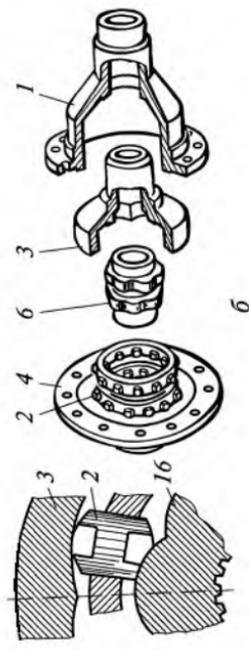
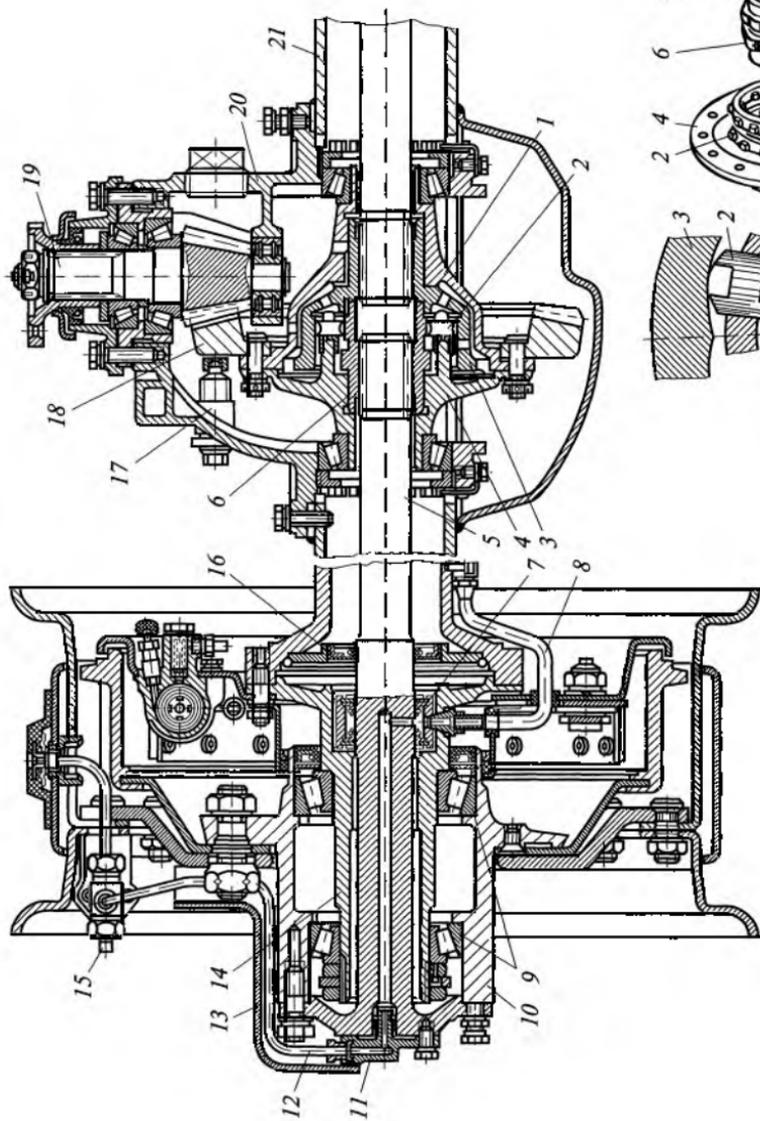


Рис. 9.8. Задний ведущий мост с блокируемым дифференциалом грузовых автомобилей ЗИЛ:

1 — картер; 2 — болт; 3 — втулка; 4, 15 — шестерни главной передачи; 5, 7 — прокладки; 6 — шток; 8 — пневматическая камера; 9 — диафрагма; 10 — вилка; 11, 13 — муфты; 12 — корпус; 14 — крестовина; 16 — полуосевая шестерня; 17 — гайка



6

a

Рис. 9.9. Задний ведущий мост полноприводных грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости:

a — общий вид; *b* — детали дифференциала; 1 — чашка; 2 — сухарь; 3, 6 — звездочки; 4 — сепаратор; 5 — полуось; 7 — муфта; 8 — шланг; 9 — подшипники; 10 — ступица; 11 — штуцер; 12 — трубка; 13 — крышка; 14 — наконечник; 15 — кран; 16 — манжета; 17 — болт; 18, 19 — шестерни; 20 — картер; 21 — балка

Ведущая шестерня 4 главной передачи вместе с валом установлена на трех подшипниках. Два роликовых конических подшипника размещены в специальном стакане, а цилиндрический роликовый подшипник — в перегородке картера 1. Регулировка затяжки конических подшипников производится распорной втулкой 3, установленной между ними.

Ведомая шестерня 15 главной передачи приклепана к фланцу левой чашки дифференциала. Ее перемещение при пиковых нагрузках ограничивает опорный болт 2, ввернутый в картер и закрепленный контргайкой. Зазор между торцами ведомой шестерни и болта составляет 0,15...0,25 мм.

Зацепление шестерен главной передачи регулируется прокладками 5.

Дифференциал конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный, с блокировкой. Корпус дифференциала состоит из двух чашек, соединенных между собой болтами. В корпусе закреплена крестовина 14 с сателлитами, которые находятся в зацеплении с полуосевыми шестернями 16. Дифференциал установлен на двух конических роликовых подшипниках, затяжка которых производится регулировочными гайками 17.

Дифференциал имеет механизм блокировки, который повышает проходимость и тяговые свойства автомобиля.

В механизм блокировки входят корпус 12 и муфта 13. Корпус крепится болтами к правой чашке дифференциала.

Привод управления механизмом блокировки дифференциала пневматический. Управление механизмом производится клавишей, расположенной в кабине на панели приборов.

При включении механизма блокировки дифференциала сжатый воздух из пневмосистемы автомобиля поступает в пневматическую камеру 8 и воздействует на ее диафрагму 9. Диафрагма перемещает шток 6 с вилкой 10 и муфтой 11 включения блокировки. В результате муфта 11 включения торцевыми зубьями соединяется с зубьями муфты 13 блокировки и правая полуось с чашкой дифференциала блокируются.

Зазор между торцами зубчатых муфт включения и блокировки, равный 1,5...2,5 мм, регулируется прокладками 7.

Полуоси заднего ведущего моста — фланцевые, разгруженные. Они прикрепляются к ступицам ведущих колес автомобиля, ко-

торые устанавливаются на концевых балках моста на конических роликовых подшипниках.

Задний ведущий мост полноприводных грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости (рис. 9.9) состоит из неразъемной балки 21, к которой прикреплен картер 20 главной передачи и дифференциала.

Главная передача — одинарная гипоидная, с нижним гипоидным смещением. Ведущая шестерня 19 главной передачи установлена в трех роликовых подшипниках — двух конических и цилиндрическом. Ведомая шестерня 18 главной передачи прикреплена к корпусу дифференциала, установленному в двух конических роликовых подшипниках, фиксируемых регулировочными гайками. Упорный болт 17 с бронзовой пластиной на конце исключает деформацию ведомой шестерни при больших нагрузках.

Дифференциал — кулачковый, несимметричный, повышенного трения, самоблокирующийся. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин — чашки 1 и сепаратора 4, в котором размещены в два ряда в шахматном порядке сухари 2. Сухари упираются вершинами в выступы внутренней 6 и наружной 3 звездочек, установленных на шлицевых концах полуосей 5. Полуоси фланцевые, разгруженные. Фланцем полуось соединяется со ступицей 10 колеса автомобиля, установленной на двух конических роликовых подшипниках 9 на концевике 14 балки моста. Полуось уплотнена манжетой 16. Шланг 8, уплотнительная муфта 7, канал в полуоси 5, штуцер 11, наружная трубка 12 с крышкой 13 и кран 15 предназначены для подвода воздуха к ведущему колесу автомобиля, имеющему шину с регулируемым давлением.

В ведущем мосту автомобиля регулируют зацепление шестерен главной передачи и натяжку подшипников.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ (рис. 9.10) имеет стальную сварную балку 9, к которой приварены фланец для крепления картера 8 главной передачи и дифференциала, фланцы для крепления суппортов тормозных механизмов, цапфы ступиц колес, кронштейны крепления реактивных штанг и опоры рессор подвески.

Главная передача — двойная, центральная. Передача состоит из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с косыми зубьями.

Ведущая коническая шестерня главной передачи установлена на шлицах ведущего вала 5, а ведомая коническая шестерня 6 — на валу ведущей цилиндрической шестерни 7, которая выполнена как единое целое с валом, установленным на трех роликовых подшипниках. Ведомая цилиндрическая шестерня связана с корпусом 13 дифференциала, который установлен в картере главной передачи на двух конических роликовых подшипниках.

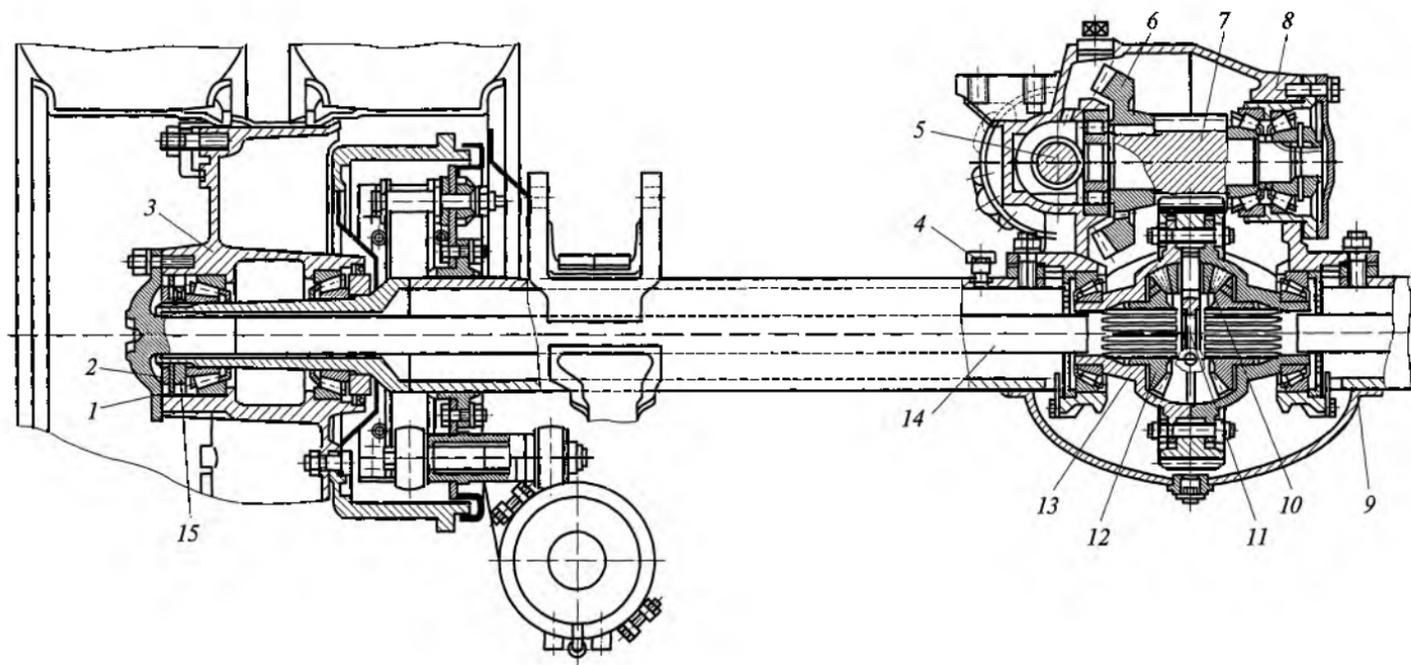
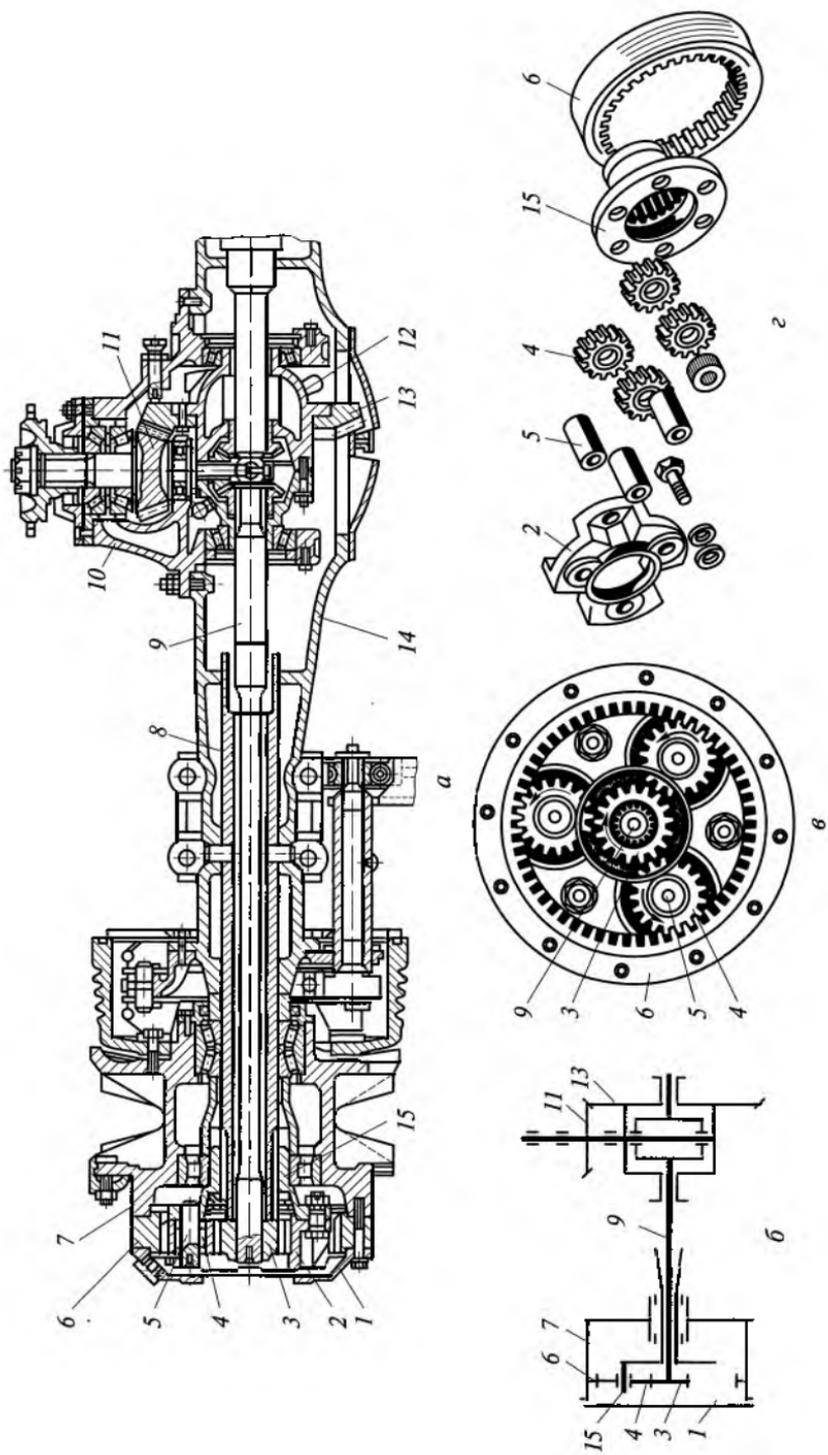


Рис. 9.10. Задний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — шайба; 2 — контргайка; 3 — ступица; 4 — сапун; 5 — ведущий вал; 6, 7, 12 — шестерни; 8 — картер; 9 — балка; 10 — сателлит;
11 — крестовина; 13 — корпус; 14 — полуось; 15 — гайка



Дифференциал — конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Корпус дифференциала разъемный и состоит из двух половин. Внутри корпуса дифференциала находится крестовина 11 с четырьмя сателлитами 10 и полуосевые шестерни 12, установленные на шлицах полуосей 14. Полуоси фланцевые, разгруженные. Каждая полуось крепится фланцем к ступице 3 колеса автомобиля, которая установлена на наконечнике балки моста на двух конических роликовых подшипниках, закрепленных гайкой 15, замковой шайбой 1 и контргайкой 2. Ступица колеса уплотнена манжетами.

В балке моста имеются резьбовые отверстия с пробками для заливки и слива масла, а также сапун 4 для связи внутренней полости моста с окружающим воздухом.

Средний ведущий мост грузовых автомобилей КамАЗ имеет конструкцию, аналогичную заднему ведущему мосту. Отличием является наличие в среднем ведущем мосту блокируемого межосевого дифференциала, картер которого крепится к картеру главной передачи моста.

Межосевой дифференциал — конический, симметричный, малого трения. Он имеет конструкцию, аналогичную межколесному дифференциалу. Межосевой дифференциал состоит из разъемного корпуса, крестовины, четырех сателлитов и двух конических шестерен привода среднего и заднего ведущих мостов. Блокировка межосевого дифференциала осуществляется специальным механизмом, корпус которого укреплен на картере межосевого дифференциала. Привод механизма блокировки дифференциала пневматический, рычаг его управления находится на щитке приборов в кабине водителя.

Задний ведущий мост грузовых автомобилей МАЗ (рис. 9.11) включает в себя стальную литую балку, двойную главную передачу, конический дифференциал и безфланцевые полуоси.

К центральной части балки 14 моста прикреплен картер 10 главной передачи и дифференциала. В полуосевые рукава балки моста запрессованы стальные толстостенные трубы 8, на которых на двух роликовых подшипниках установлены ступицы ведущих колес автомобиля.

Двойная главная передача — разнесенная. Она состоит из центральной и колесных передач. Центральная передача выполнена в виде пары конических шестерен со спиральными зубьями и вместе с дифференциалом размещена в литом картере 10. Ведущая коническая шестерня 11 с валом установлена на трех роликовых

Рис. 9.11. Задний ведущий мост грузовых автомобилей МАЗ:

a — общий вид; *б* — схема, *в* — редуктор; *г* — детали редуктора; 1 — крышка; 2, 15 — чашки; 3, 6, 11, 13 — шестерни; 4 — сателлит; 5 — ось; 7 — ступица; 8 — труба; 9 — полуось; 10 — картер; 12 — корпус; 14 — балка

подшипниках, а ведомая коническая шестерня 13 прикреплена к корпусу 12 дифференциала. Дифференциал — конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный.

Колесная передача — планетарная и состоит из ведущей (солнечной) шестерни 3, трех сателлитов 4, наружной 2 и внутренней 15 чашек и ведомой (коронной) шестерни 6. Все шестерни колесной передачи — цилиндрические, прямозубые. Солнечная шестерня и сателлиты имеют наружные зубья, а коронная шестерня — внутренние зубья. Солнечная шестерня установлена на шлицах полуоси, а сателлиты — на роликовых подшипниках на осях 5, закрепленных в наружной и внутренней чашках колесной передачи, которые соединены болтами и жестко связаны с балкой моста. Коронная шестерня и крышка 1 прикреплены к ступице 7 колеса автомобиля.

Передача крутящего момента от полуоси на ступицу колеса осуществляется через солнечную шестерню, сателлиты и коронную шестерню. Крышка 1, коронная шестерня 6 и ступица 7 образуют вращающийся картер, в который заливают масло для смазывания шестерен передачи и подшипников ступицы колеса. Внутренняя полость колесной передачи связана через сапун с окружающим воздухом.

9.4. Комбинированный мост

Комбинированный мост выполняет функции ведущего и управляемого мостов одновременно.

Комбинированный мост (рис. 9.12, а) включает в себя главную передачу, дифференциал и привод ведущих управляемых колес. Главная передача 1 и дифференциал 2 имеют такую же конструкцию, как и главная передача и дифференциал заднего ведущего моста. Привод ведущих управляемых колес представляет собой карданные передачи с карданными шарнирами 4 равных угловых скоростей. Конструкция привода ведущих управляемых колес зависит от типа их подвески.

У грузовых автомобилей при зависимой подвеске колес (рис. 9.12, б) и неразрезной балке ведущего моста в приводе колес применяются карданные передачи с одним карданным шарниром 4 равных угловых скоростей. Крутящий момент к карданному шарниру 4 подводится от дифференциала 2 внутренней полуосью 3. Наружная полуось 5 имеет фланец, от которого крутящий момент передается на ступицу 6 колеса. Ступица установлена на поворотной цапфе на двух подшипниках, и полуоси 3 и 5 передают только крутящий момент.

У легковых автомобилей при независимой подвеске ведущих управляемых колес (рис. 9.12, в) обычно используют карданные

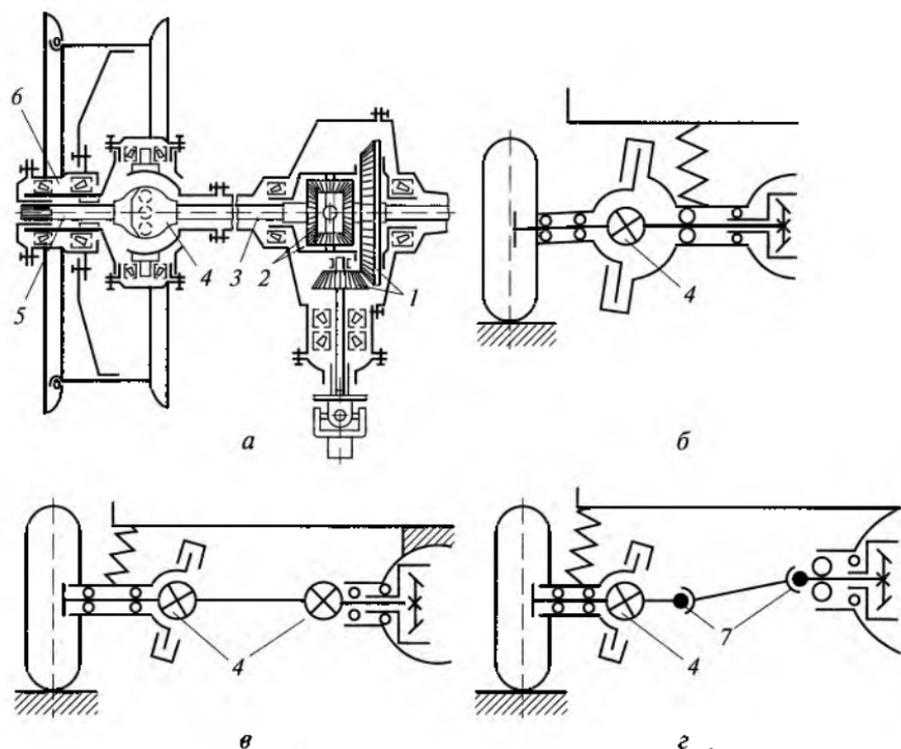


Рис. 9.12. Схемы комбинированного моста (а) и привода (б, в, г) соответственно с одним, двумя и тремя карданными шарнирами ведущих управляемых колес:

1 — главная передача; 2 — дифференциал; 3, 5 — полуоси; 4, 7 — карданные шарниры; 6 — ступица

передачи с двумя шарнирами 4 равных угловых скоростей. При этом внутренние шарниры обеспечивают вертикальные перемещения колес, а наружные шарниры — их поворот. При независимой подвеске колес иногда используют карданные передачи с двумя карданными шарнирами 7 неравных угловых скоростей и с одним карданным шарниром 4 равных угловых скоростей (рис. 9.12, г).

На рис. 9.13 показан передний мост легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости.

Передний мост — комбинированный, выполняет функции ведущего и управляемого мостов одновременно и имеет постоянный привод от раздаточной коробки. Передний мост включает в себя картер, главную передачу, дифференциал и привод передних колес. Картер 4 переднего моста выполнен в виде неразъемного корпуса с развитой средней частью. Он отлит из алюминиевого сплава. К средней части корпуса прикреплены крышки 9 и 2. Крышка 9 отлита из алюминиевого сплава, а крышка 2 отштампована

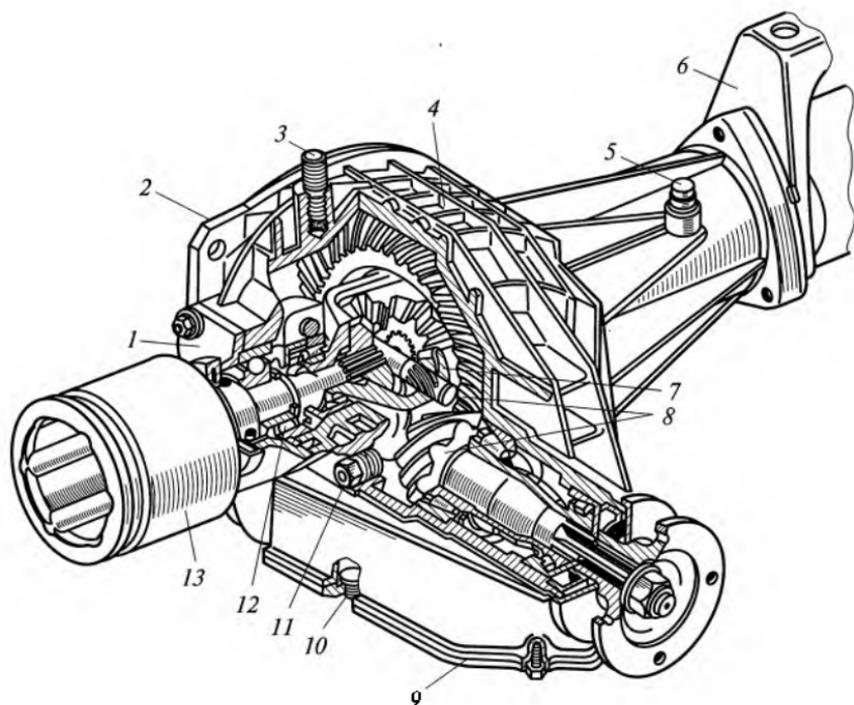


Рис. 9.13. Передний мост легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

1, 2, 9 — крышки; 3 — шпилька; 4 — картер; 5 — сапун; 6 — кронштейн; 7 — дифференциал; 8 — главная передача; 10, 11 — пробки; 12 — подшипник; 13 — шарнир

из листовой стали. В крышке 9 имеется сливное отверстие с резьбовой пробкой 10. По бокам корпуса изготовлены специальные фланцы для установки крышек 1 подшипников 12 корпусов внутренних шарниров 13 привода передних колес. Внутри картера переднего моста размещается главная передача 8 и дифференциал 7. Картер переднего моста крепится к кронштейнам двигателя с помощью двух шпилек 3 и кронштейна 6. В картер моста через отверстие с резьбовой пробкой 11 заливается трансмиссионное масло. Внутренняя полость картера через сапун 5 сообщается с окружающей средой.

Главная передача и дифференциал переднего моста имеют такое же устройство, как и задний мост, и детали их унифицированы (см. рис. 9.5).

Привод передних колес передает крутящий момент от дифференциала к передним управляемым колесам. Привод передних колес (рис. 9.14) представляет собой карданную передачу, которая включает в себя вал, наружный и внутренний шарниры. Вал 10

привода выполнен сплошным. На концах вала имеются шлицы для установки наружного и внутреннего шарниров привода. Наружный шарнир привода передних колес состоит из корпуса 1, обоймы 3, шести шариков 4 и сепаратора 7. Внутри корпуса шарнира и снаружи его обоймы имеются специальные канавки, в которых размещаются шарики. Шарики обеспечивают подвижное соединение корпуса и обоймы шарнира. Обойма 3 шарнира неподвижно закреплена на шлицевом конце вала 10 стопорным 2 и упорным 8 кольцами. Шарнир защищен от пыли, грязи и влаги чехлом 9, который имеет защитный кожух 6. Чехол и кожух закреплены хомутами 5. Корпус 1 наружного шарнира имеет шлицевой наконечник, с помощью которого он соединяется со ступицей переднего колеса автомобиля. Внутренний шарнир привода передних колес имеет устройство, аналогичное наружному шарниру. Однако он несколько отличается от наружного шарнира по своей конструкции. Корпус 11 внутреннего шарнира также имеет шлицевой наконечник, которым он соединяется с полуосевой шестерней дифференциала переднего моста автомобиля. Конструкция шарниров привода передних колес позволяет передавать крутящий момент при значительных углах между валами, максимальные значения которых составляют 42° для наружного шарнира и 18° для внутреннего. При сборке в шарниры закладывается специальная смазка.

В процессе эксплуатации автомобиля шарниры в дополнительном смазывании не нуждаются.

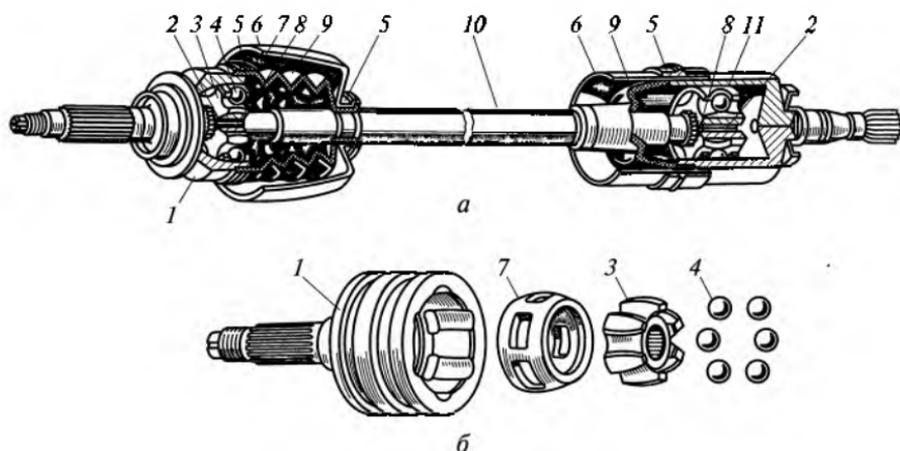


Рис. 9.14. Привод передних колес легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

a — общий вид; *б* — детали наружного шарнира; 1, 11 — корпуса наружного и внутреннего шарниров соответственно; 2, 8 — кольца; 3 — обойма; 4 — шарик; 5 — хомут; 6 — кожух; 7 — сепаратор; 9 — чехол; 10 — вал

Переднеприводные легковые автомобили ВАЗ имеют передние комбинированные мосты. Главная передача этих мостов одинарная, цилиндрическая, косозубая. Дифференциал — конический, симметричный, малого трения, двухсателлитный. Главная передача и дифференциал размещены в едином картере с коробкой передач (см. рис. 3.6).

Привод управляемых колес переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 9.15) состоит из двух карданных передач, каждая из которых включает в себя вал, наружный и внутренний шарниры. Вал 1 привода левого колеса выполнен сплошным, а вал 2 привода правого колеса — трубчатым. На концах валов изготовлены шлицы, на которых устанавливаются наружные I и внутренние II шарниры. Наружный I и внутренний II шарниры имеют аналогичное устройство и незначительно отличаются по своей конструкции. Каждый шарнир состоит из корпуса 3, обоймы 5, сепаратора 6 и шести шариков 7. Шарик размещается в канавках, изготовленных в корпусе и обойме шарнира. У наружного шарнира I канавки в продольной плоскости выполнены по радиусу, что обеспечивает передачу крутящего момента под углом до 42° . Обой-

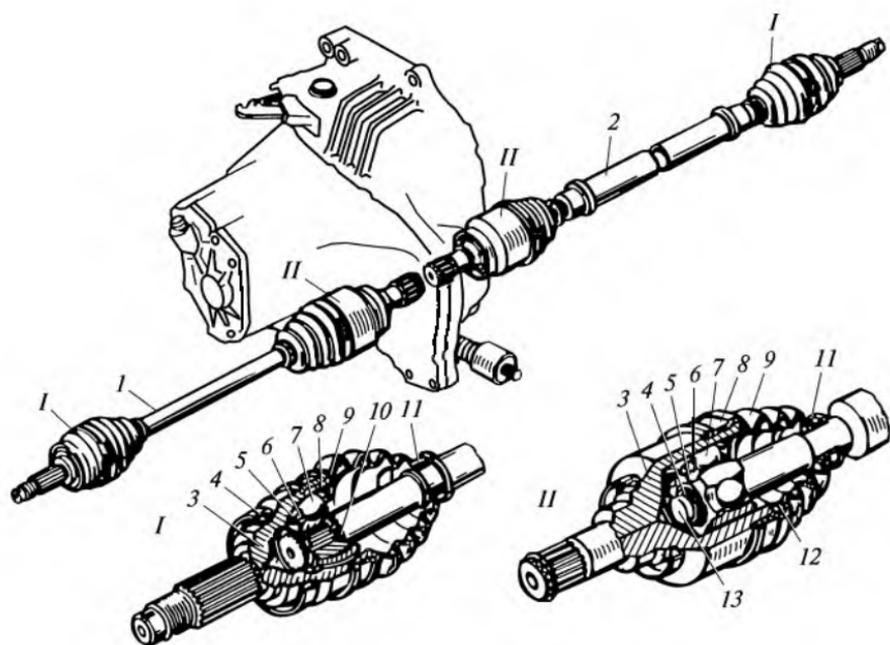


Рис. 9.15. Привод управляемых колес переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1, 2 — валы; 3 — корпус; 4, 10 — кольца; 5 — обойма; 6 — сепаратор; 7 — шарик; 8, 11 — хомуты; 9 — чехол; 12 — фиксатор; 13 — буфер; I, II — наружные и внутренние шарниры соответственно

ма 5 наружного шарнира неподвижно закреплена на шлицевом конце вала привода стопорным 4 и упорным 10 кольцами. У внутреннего шарнира 11 канавки сделаны прямыми, что компенсирует изменение длины привода при движении за счет продольного перемещения обоймы 5 внутри корпуса шарнира. Продольное перемещение обоймы ограничивается фиксатором 12, установленным в канавке корпуса, и пластмассовым буфером 13, закрепленным в торце вала привода. Наружный и внутренний шарниры защищены от пыли, грязи и влаги гофрированными чехлами 9, которые закреплены хомутами 8 и 11. Шлицевым наконечником наружный шарнир соединяется со ступицей переднего колеса автомобиля, а внутренний шарнир — с полуосевой шестерней дифференциала коробки передач.

При сборке шарниры заполняются специальной смазкой. Во время эксплуатации автомобиля шарниры не требуют дополнительного смазывания, если защитные чехлы обеспечивают их герметичность.

В переднеприводном легковом автомобиле с продольным расположением двигателя главная передача вместе с дифференциалом и полуосевыми фланцами размещена в картере 30 главной передачи (см. рис. 3.8). Ведущая шестерня 10, изготовленная вместе с ведомым валом 25, установлена на двух подшипниках и имеет осевой канал для подвода масла к подшипникам шестерен 26 и 28 соответственно I и II передач. Ведомая шестерня 31 главной передачи прикреплена самоконтрящимися болтами 35 к корпусу 1 дифференциала. Ось ведущей шестерни смещена вверх на 32 мм относительно оси ведомой шестерни. Правильное положение ведущей шестерни относительно ведомой обеспечивается регулировочными шайбами 24. Ведущую шестерню фиксируют в требуемом осевом положении регулировочной самоконтрящейся гайкой 22.

Межколесный дифференциал — конический, симметричный, двухсателлитный, малого трения. Он распределяет крутящий момент поровну между ведущими колесами автомобиля. Корпус 1 дифференциала отлит из высокопрочного чугуна и установлен в подшипниках 9. Затяжку подшипников и зацепление зубьев ведущей 10 и ведомой 31 шестерен главной передачи регулируют регулировочными гайками 5, в которые запрессованы манжеты 6, исключаящие утечку масла из картера главной передачи. Внутри корпуса дифференциала закреплена ось 2 с двумя сателлитами 3. Сателлиты находятся в постоянном зацеплении с шестернями 34, соединенными со шлицевыми концами полуосевых фланцев 7. Сателлиты и шестерни дифференциала выполнены прямозубыми и имеют сферические опорные поверхности, что исключает применение для них опорных шайб. На корпусе дифференциала напрессована пластмассовая ведущая шестерня 33 привода спидометра.

Полуосевые фланцы служат для передачи крутящего момента от дифференциала к приводу передних колес автомобиля.

Полуосевой фланец выполнен в виде сплошного вала. Внутренний конец его имеет шлицы, а наружный — фланец. Внутренним концом он связан с шестерней 34, находящейся в корпусе дифференциала, а фланцем — с корпусом внутреннего шарнира привода передних колес.

От осевого смещения полуосевой фланец удерживается пружинным стопорным кольцом 8.

Привод передних колес автомобиля состоит из двух карданных передач, каждая из которых включает в себя вал, наружный и внутренний шарниры.

Передний ведущий мост грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости (рис. 9.16) имеет такую же конструкцию главной передачи и дифференциала, как и задний ведущий мост. На концах балки моста находятся шаровые опоры 8 поворотных цапф 5. Внутренняя полуось 9 моста соединена с наружной полуосью 4

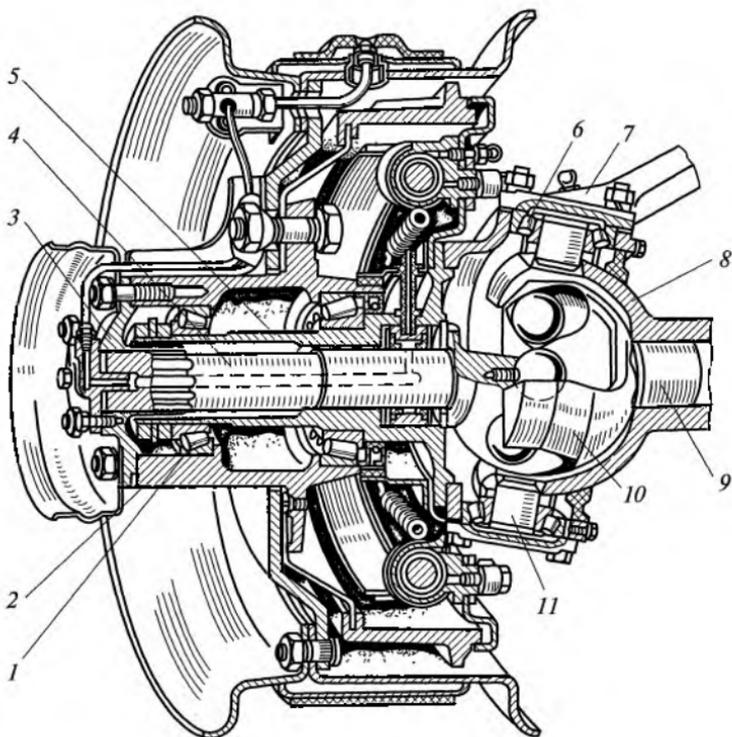


Рис. 9.16. Передний ведущий мост грузовых автомобилей ГАЗ:

1, 6 — подшипники; 2 — ступица; 3 — фланец; 4, 9 — полуоси; 5 — цапфа; 7 — крышка; 8 — шаровая опора; 10 — шарнир; 11 — шкворень

карданным шарниром 10 равных угловых скоростей шарикового типа. Наружная полуось 4 расположена внутри полой поворотной цапфы 5. Шкворень 11 выполнен разрезным, состоит из двух шипов, закрепленных в шаровой опоре 8. На шипах шкворня на роликовых подшипниках 6 установлен корпус поворотной цапфы. Подшипники закрываются крышками. Верхняя крышка 7 одновременно является рычагом поворотной цапфы. Крутящий момент к переднему ведущему управляемому колесу подводится наружной полуосью 4 через фланец 3, установленный на ее шлицах, и ступицу 2, вращающуюся на двух конических роликовых подшипниках 1 на поворотной цапфе 5.

На рис. 9.17 представлена конструкция переднего ведущего моста грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости. Главная передача моста — двойная центральная. Она состоит из двух пар шестерен — конической 11 со спиральными зубьями и цилиндрической 8 с косыми зубьями. Дифференциал 9 — конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Главная передача и дифференциал размещены в картере 10, который крепится к центральной части балки 12 моста. К концам балки моста прикреплены шаровые опоры 15 для поворотных цапф 1. Внутри каждой поворотной цапфы размещена наружная полуось 2, которая соединяется с внутренней полуосью 13 шариковым карданным шарниром 14 равных угловых скоростей. На шлицах наружной полуоси установлен фланец 3 для крепления к ступице 5 ведущего управляемого колеса. Шкворень для поворота колеса сделан разрезным и состоит из двух шипов 6, которые жестко закреплены в шаровой опоре. На шкворне на роликовых конических подшипниках 7 установлена поворотная цапфа, а на ней также на роликовых конических подшипниках 4 — ступица колеса, имеющего шину с регулируемым давлением.

Передний ведущий мост грузовых автомобилей «Урал» высокой проходимости показан на рис. 9.18. Главная передача и дифференциал расположены в картере, прикрепленном к балке моста. Главная передача моста — двойная центральная. Коническая пара шестерен главной передачи имеет спиральные зубья, а цилиндрическая пара шестерен — косые. Межколесный дифференциал — конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. По концам балки моста установлены шаровые опоры 10 поворотных цапф, внутри которых размещены наружные полуоси. Наружная полуось 1 соединяется с внутренней полуосью 6 карданным шарниром равных угловых скоростей кулачкового типа. Вилки 4 и 7 карданного шарнира связаны с полуосями 1 и 6 шлицевыми соединениями. В вилках могут поворачиваться кулачки 5 и 8, которые шарнирно соединены между собой диском 9, входящим в их вырезы. При передаче крутящего момента, когда наружная и внутренняя полуоси могут располагаться под углами до 50°, каж-

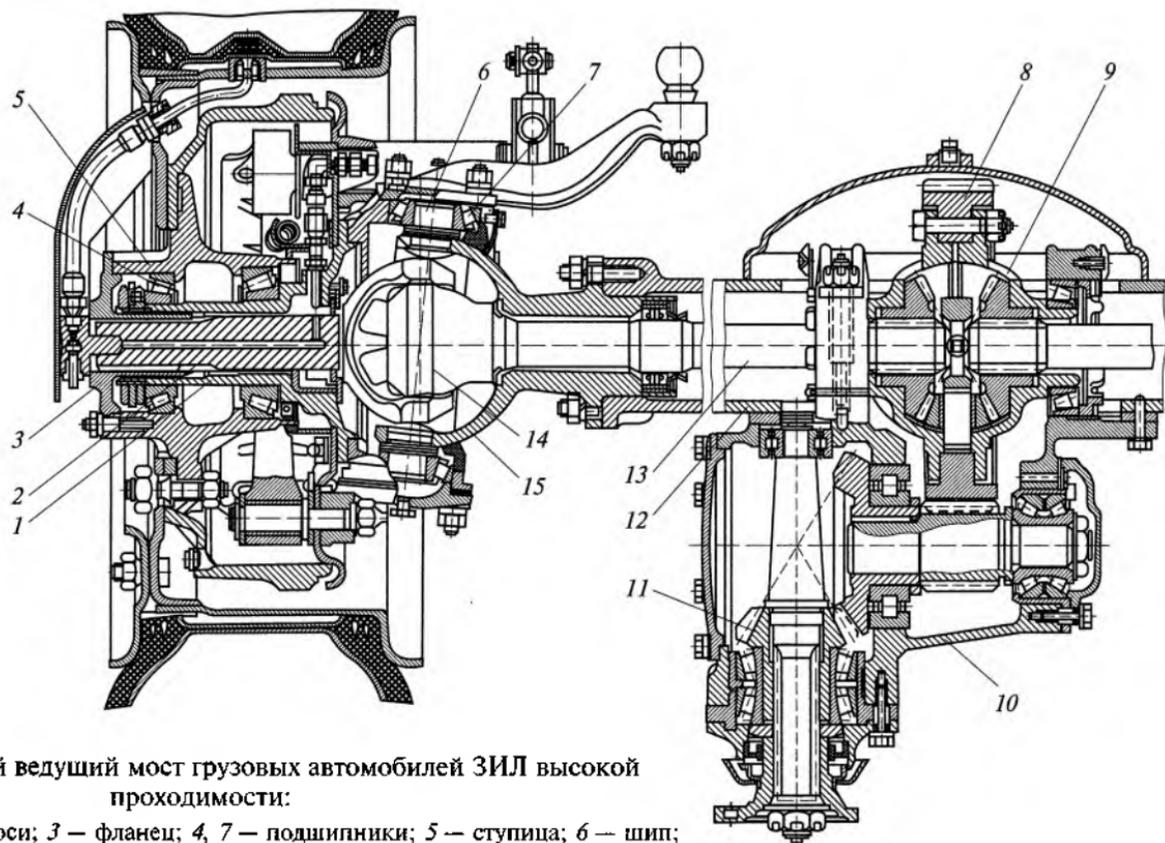


Рис. 9.17. Передний ведущий мост грузовых автомобилей ЗИЛ высокой проходимости:

1 — цапфа; 2, 13 — полуоси; 3 — фланец; 4, 7 — подшипники; 5 — ступица; 6 — шип;
8, 11 — шестерни; 9 — дифференциал; 10 — картер; 12 — балка; 14 — карданный шарнир; 15 — шаровая опора

дый из кулачков поворачивается одновременно относительно вилки и оси диска.

Наружная полуось *1* крепится к ступице *13* колеса при помощи зубчатого фланца *3*. Шкворень поворотной цапфы состоит из двух отдельных шипов *11*, закрепленных в шаровой опоре. На шипах шкворня на конических роликовых подшипниках установлена поворотная цапфа *2* колеса. Шина *12* колеса имеет регулируемое давление воздуха в пределах 0,05...0,35 МПа.

На рис. 9.19 представлен передний ведущий мост четырехосного грузового автомобиля МАЗ. Колеса моста имеют независимую

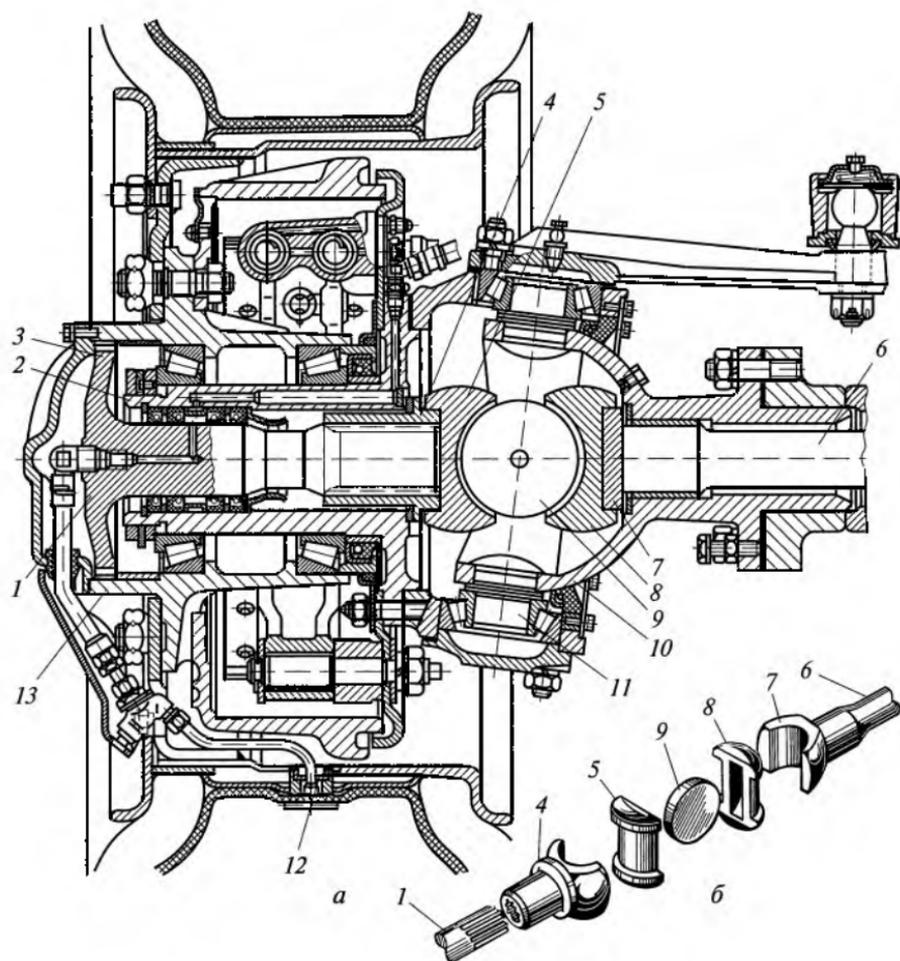
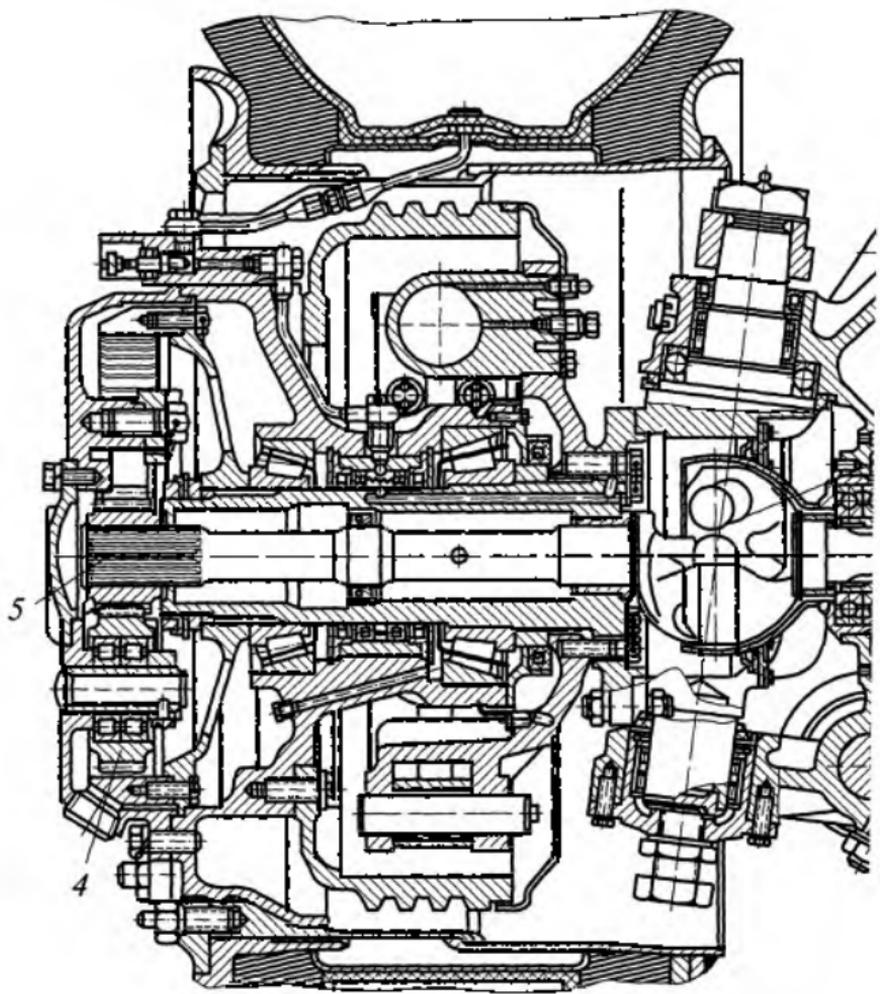


Рис. 9.18. Передний ведущий мост грузовых автомобилей «Урал» высокой проходимости:

a — общий вид; *b* — детали шарнира; *1, 6* — полуоси; *2* — цапфа; *3* — фланец; *4, 7* — вилки; *5, 8* — кулачки; *9* — диск; *10* — шаровая опора; *11* — шип; *12* — шина; *13* — ступица



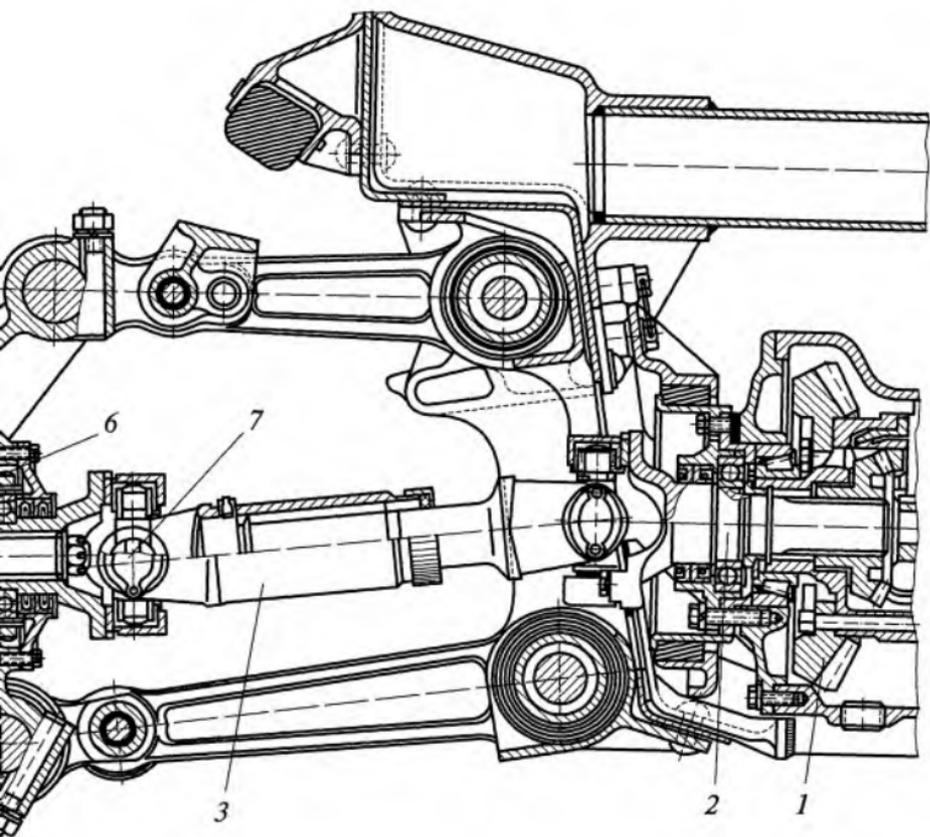


Рис. 9.19. Передний ведущий мост четырехосного грузового автомобиля МАЗ:

1 — главная передача; 2, 5 — полуоси; 3 — карданная передача; 4 — колесная передача; 6, 7 — шарниры

подвеску. Главная передача моста — разнесенная. Центральная коническая передача 1 вместе с коническим, четырехсателлитным, симметричным дифференциалом малого трения расположены в картере, установленном на раме автомобиля.

Колесные передачи 4 — планетарного типа. Связь между центральной и колесной передачей осуществляется через внутреннюю полуось 2, карданную передачу 3 с двумя карданными шарнирами 7 неравных угловых скоростей, шариковый карданный шарнир 6 равных угловых скоростей и наружную полуось 5 разгруженного типа.

9.5. Передний управляемый мост

Передним управляемым мостом называется поперечная балка с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент от двигателя. Этот мост не ведущий и служит для поддержания несущей системы автомобиля и обеспечения его поворота.

Типы передних управляемых мостов. Передние управляемые мосты различных типов широко применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах с колесной формулой 4×2 , а также на грузовых автомобилях с колесной формулой 6×4 .

В зависимости от типа подвески управляемых колес передние мосты автомобилей могут быть неразрезными и разрезными. В неразрезных мостах управляемые колеса непосредственно связаны с балкой моста. В разрезных мостах связь управляемых колес с балкой моста осуществляется через подвеску. Неразрезные мосты применяются на грузовых автомобилях и автобусах при зависимой подвеске колес. Разрезные мосты устанавливаются на легковых автомобилях и автобусах при независимой подвеске колес.

Передний неразрезной мост (рис. 9.20, а) представляет собой балку 4 с установленными по обоим концам поворотными цапфами 2. Балка — кованая стальная, обычно двутаврового сечения. Средняя часть балки выгнута вниз для более низкого расположения двигателя и центра тяжести автомобиля с целью повышения его устойчивости. В бобышках балки закреплены неподвижно шкворни 3, на которых установлены поворотные цапфы 2. На поворотных цапфах на подшипниках установлены ступицы с управляемыми колесами 1. Колеса, поворачиваясь вокруг шкворней, обеспечивают поворот автомобиля. Мост с помощью рессор 5 крепится к раме автомобиля.

Передний разрезной мост (рис. 9.20, б) представляет собой балку или поперечину 4 с установленной на ней передней независимой подвеской 7 с управляемыми колесами 1. Поперечина может быть стальная кованая или штампованная из листовой стали.

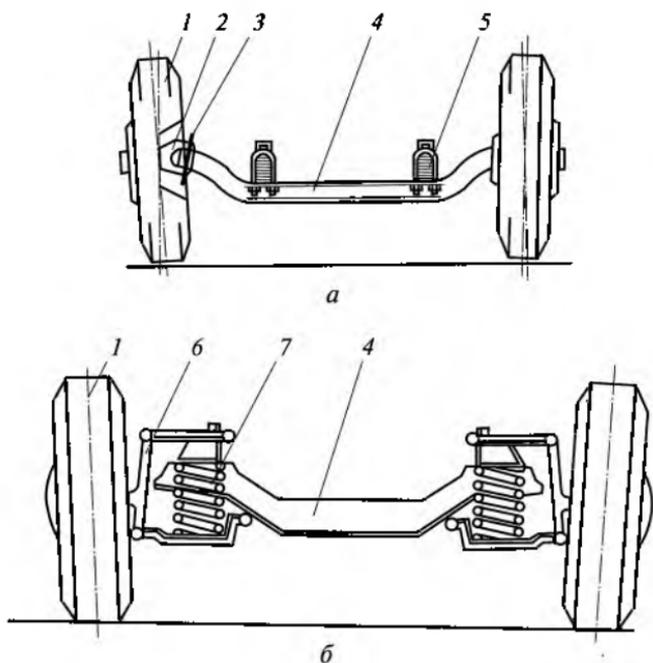


Рис. 9.20. Передние управляемые мосты:

a — неразрезной; *б* — разрезной; 1 — колесо; 2 — цапфа; 3 — шкворень; 4 — балка; 5 — рессора; 6 — стойка; 7 — подвеска

Она жестко связана с кузовом автомобиля и служит одновременно для крепления двигателя. Управляемые колеса со ступицами, установленные на подшипниках на поворотных цапфах, могут поворачиваться вокруг шкворней (шкворневые подвески), закрепленных в стойках *б* подвески или вместе со стойками (бесшкворневые подвески), обеспечивая поворот автомобиля.

Конструкция передних управляемых мостов. Передний мост грузовых автомобилей КамАЗ (рис. 9.21) неразрезной. В бобышках стальной балки *17* двутаврового сечения стопорными клиньями *14* закреплены шкворни *19*, на которых установлены поворотные цапфы *5*. Цапфы свободно поворачиваются вокруг шкворней на бронзовых втулках, запрессованных в ушки цапф, и на упорных подшипниках *15*, находящихся между цапфами и балкой моста. К фланцам поворотных цапф прикреплены тормозные механизмы *21* колес. В ушках цапф закреплены рычаги *16* для крепления поперечной рулевой тяги *18* и поворотный рычаг *12* в левой цапфе для крепления продольной рулевой тяги *13*. На поворотных цапфах на роликовых конических подшипниках *8* и *10* установлены ступицы *9* с тормозными барабанами *11* и управляемыми колесами *1*. Ступицы колес на поворотных цапфах закреплены гайками *2*, замковы-

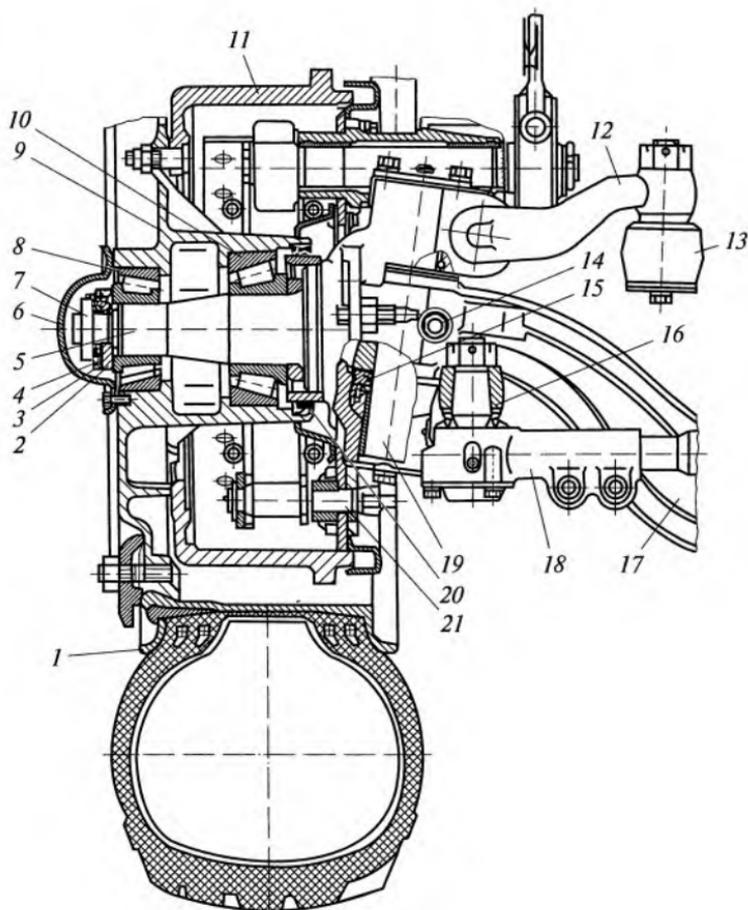


Рис. 9.21. Передний управляемый мост грузовых автомобилей КамАЗ:

1 — колесо; 2 — гайка; 3, 4 — шайбы; 5 — цапфа; 6 — крышка; 7 — контргайка; 8, 10, 15 — подшипники; 9 — ступица; 11 — тормозной барабан; 12, 16 — рычаги; 13, 18 — тяги; 14 — стопорный клин; 17 — балка; 19 — шкворень; 20 — манжета; 21 — тормозной механизм

ми шайбами 3 и 4 и контргайками 7. Снаружи ступицы закрыты крышками 6 с прокладками, а изнутри — манжетами 20.

Передний управляемый мост грузовых автомобилей МАЗ представлен на рис. 9.22. Балка 5 моста изготовлена из стали, двутаврового сечения с прогибом вниз в средней части. Она соединяется с поворотными цапфами 9 при помощи шкворней 2. Шкворни — конусные в средней части и закреплены в балке моста гайками. Поворотные цапфы — вильчатые с двумя ушками. В них запрессованы бронзовые втулки 19 шкворней и закреплены поворотные рычаги 7 в обеих цапфах и рычаг 4 только в цапфе

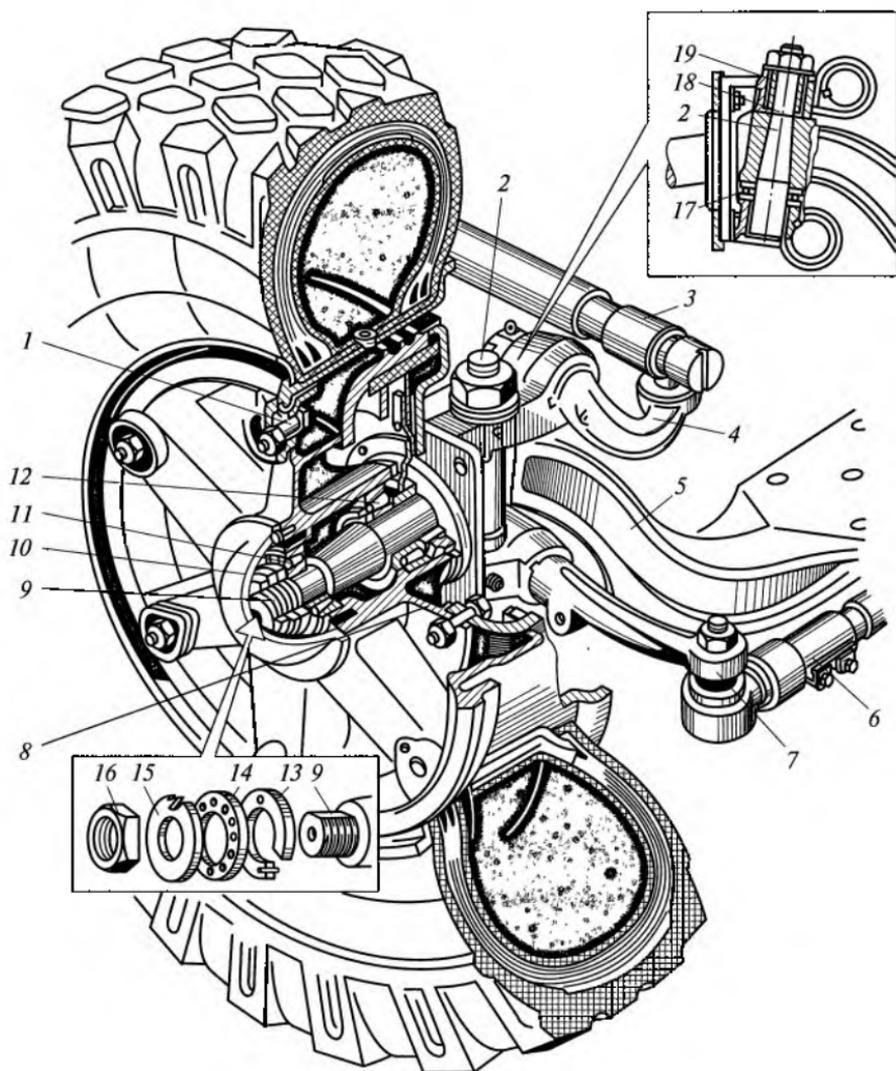


Рис. 9.22. Передний управляемый мост грузовых автомобилей МАЗ:
 1 — болт; 2 — шкворень; 3, 6 — рулевые тяги; 4, 7 — рычаги; 5 — балка; 8 — ступица; 9 — цапфа; 10 — колпак; 11, 12, 17 — подшипники; 13 — гайка; 14 — кольцо; 15 — шайба; 16 — контргайка; 18 — прокладки; 19 — втулка

левого колеса. Первые предназначены для присоединения поперечной рулевой тяги 6, а второй — для присоединения продольной рулевой тяги 3. К фланцам поворотных цапф прикреплены щиты передних тормозных механизмов. На цапфах на двух конических роликовых подшипниках 11 и 12 установлены ступицы 8 с тормозными барабанами и колесами. Подшипники на цапфах

закреплены гайками 13, замковыми кольцами 14, замковыми шайбами 15, контргайками 16 и закрыты колпаками 10. Между балкой моста и поворотными цапфами установлены шариковые подшипники 17 с опорными шайбами и регулировочные прокладки 18. Они обеспечивают свободный и легкий поворот цапф со ступицами и колесами.

На рис. 9.23 показан передний управляемый мост легковых автомобилей АЗЛК с независимой бесшкворневой рычажно-пружинной передней подвеской колес.

Мост разрезной, и связь управляемых колес с балкой моста осуществляется с помощью независимой подвески.

Основной и базовой частью моста является поперечина 4 подвески, штампованная из листовой стали. В средней части поперечина выгнута вниз для более низкого расположения двигателя и снижения центра тяжести автомобиля. Это повышает устойчивость и безопасность автомобиля при высоких скоростях движения.

К поперечине 4 с помощью верхних 3 и нижних 5 рычагов, поворотных стоек 2, пружин 6 и амортизаторов 7 подвешены передние управляемые колеса автомобиля.

Передний мост представляет собой съемный узел, который крепится болтами к несущему кузову автомобиля.

На рис. 9.24 представлен передний управляемый мост легкового автомобиля малого класса с независимой шкворневой торси-

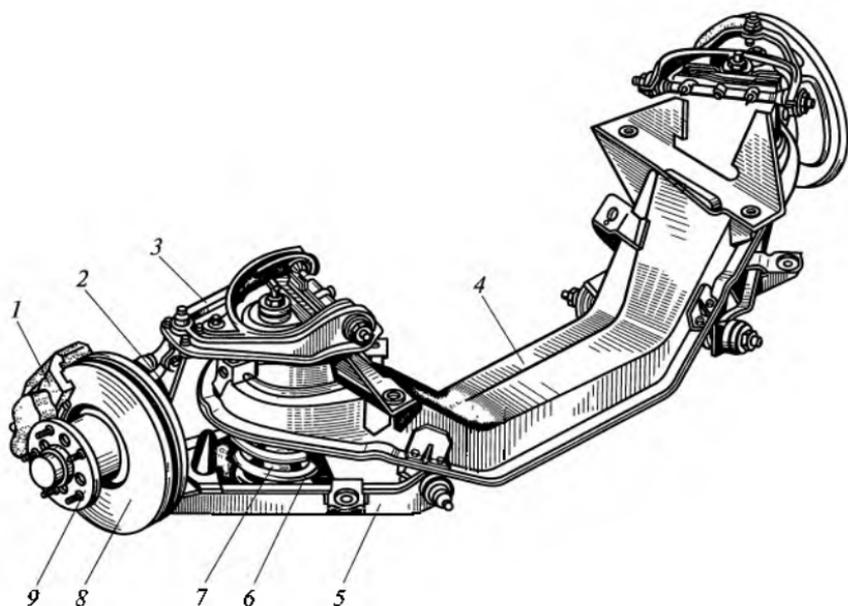


Рис. 9.23. Передний управляемый мост легковых автомобилей АЗЛК:
1 — суппорт; 2 — стойка; 3, 5 — рычаги; 4 — поперечина; 6 — пружина; 7 — амортизатор; 8 — тормозной диск; 9 — ступица

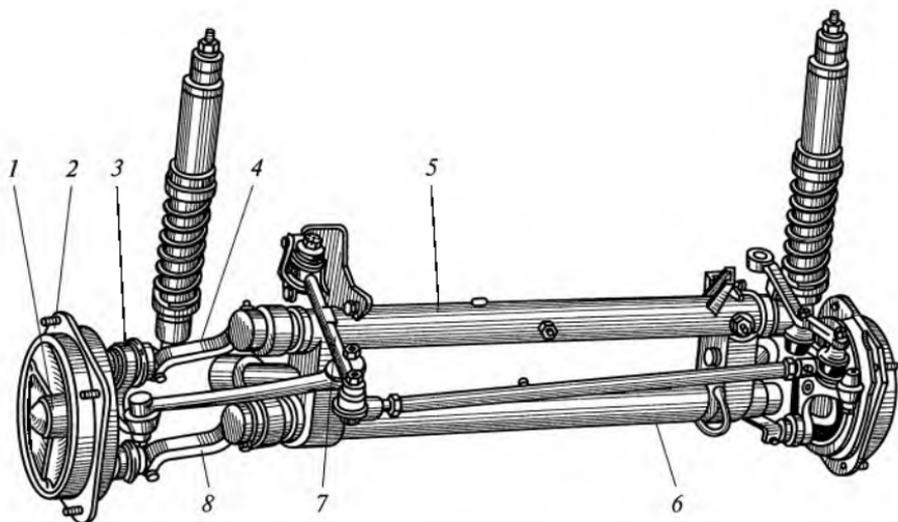


Рис. 9.24. Передний управляемый мост легкового автомобиля малого класса:
 1 — ступица; 2 — тормозной барабан; 3 — стойка; 4, 8 — рычаги; 5, 6 — трубы;
 7 — кронштейн

онной подвеской управляемых колес. Мост разрезной и представляет собой съемный узел.

Балка моста состоит из двух стальных труб 5 и 6, соединенных друг с другом при помощи штампованных кронштейнов 7.

Передние управляемые колеса вместе со ступицами 1 и тормозными барабанами 2 установлены на подшипниках на цапфах поворотных стоек 3.

Стойки соединяют верхние 4 и нижние 8 рычаги подвески, которые связаны с торсионами, расположенными в стальных трубах балки моста.

Крепление моста к несущему кузову автомобиля осуществляется при помощи кронштейнов 7.

Углы установки шкворней и управляемых колес. Для создания наименьшего сопротивления движению, уменьшения изнашивания шин и снижения расхода топлива управляемые колеса должны катиться в вертикальных плоскостях, параллельных продольной оси автомобиля. С этой целью управляемые колеса устанавливают на автомобиле с развалом в вертикальной плоскости и со схождение в горизонтальной плоскости.

Угол развала управляемых колес называется угол α_k (рис. 9.25, а), заключенный между плоскостью колеса и вертикальной плоскостью, параллельной продольной оси автомобиля. Угол развала считается положительным, если колесо наклонено от автомобиля наружу, и отрицательным при наклоне колеса внутрь.

Угол развала необходим для того, чтобы обеспечить перпендикулярное расположение колес по отношению к поверхности дороги при деформации деталей моста под действием веса передней части автомобиля.

При установке колеса с развалом возникает осевая сила, прижимающая ступицу с колесом к внутреннему подшипнику, размер которого обычно больше, чем размер наружного подшипника. Вследствие этого разгружается наружный подшипник ступицы колеса. Угол развала обеспечивается конструкцией управляемого моста путем наклона поворотной цапфы и составляет $\theta \dots 2^\circ$.

В процессе эксплуатации угол развала колес изменяется главным образом из-за износа втулок шкворней поворотных кулаков, подшипников ступицы колес и деформации балки переднего моста.

При наличии развала колесо стремится катиться в сторону от автомобиля по дуге вокруг точки O пересечения продолжения его оси с плоскостью дороги. Так как управляемые колеса связаны с кузовом, то качение колес по расходящимся дугам сопровождалось бы боковым скольжением. Для устранения этого явления коле-

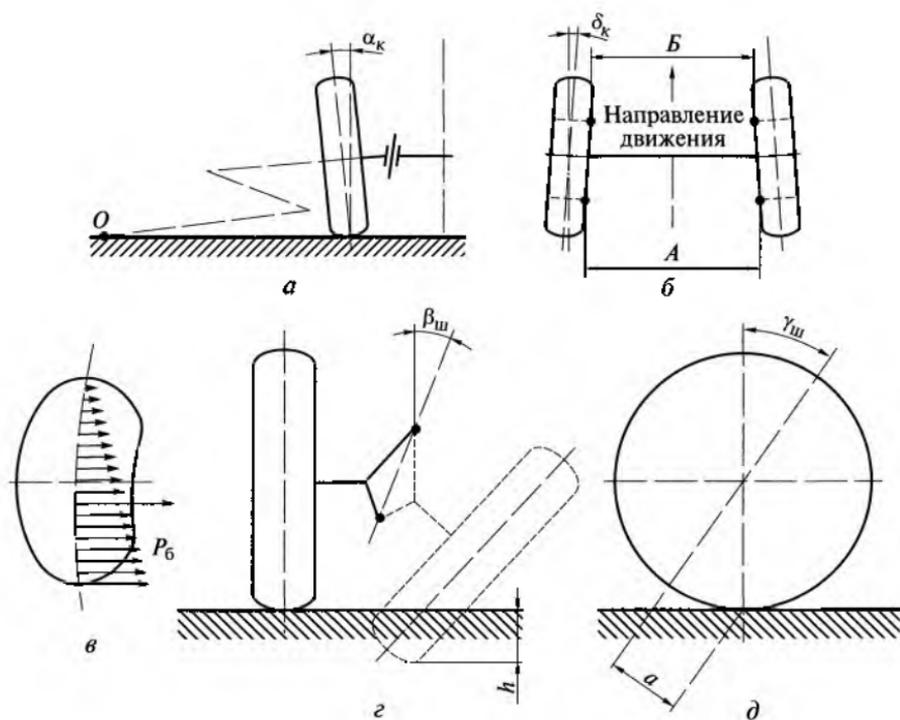


Рис. 9.25. Схемы установки (а, б) и стабилизации (в, г, д) управляемых колес автомобиля

са устанавливаются со сходимением, т. е. не параллельно, а под некоторым углом к продольной оси автомобиля.

Угол схождения δ_k управляемых колес (рис. 9.25, б) определяется разностью расстояний *A* и *B* между колесами, которые замеряют сзади и спереди по краям ободьев на высоте оси колес. Угол схождения колес у разных автомобилей находится в пределах $0^{\circ}20' \dots 1^{\circ}$, а разность расстояний между колесами сзади и спереди 2...8 мм. В процессе эксплуатации углы схождения колес могут изменяться из-за износа втулок шкворней поворотных кулаков, шарнирных соединений рулевой трапеции и деформации ее рычагов.

Установка управляемых колес с одновременным развалом и сходимением обеспечивает их прямолинейное качение по дороге без бокового скольжения.

Стабилизация управляемых колес. Силы, действующие на автомобиль, стремятся отклонить управляемые колеса от положения, соответствующего прямолинейному движению. Чтобы не допустить поворот управляемых колес под действием возмущающих сил (толчков от наезда на неровности дороги, порывов ветра), колеса должны обладать соответствующей стабилизацией.

Стабилизация управляемых колес — свойство колес сохранять положение, соответствующее прямолинейному движению, и автоматически в него возвращаться. Чем выше стабилизация управляемых колес, тем легче управлять автомобилем, выше безопасность движения, меньше изнашиваются шины и рулевое управление.

На автомобилях стабилизация управляемых колес обеспечивается наклоном шкворня или оси поворота колес в поперечной и продольной плоскостях и упругими свойствами пневматической шины, которые создают стабилизирующие моменты — соответственно весовой, скоростной и упругий.

Упругий стабилизирующий момент шины P_6 создается при повороте колеса вследствие смещения результирующей боковых сил, действующих в месте контакта шины с дорогой, относительно центра контактной площадки (рис. 9.25, в).

Стабилизирующий момент шины достигает достаточных значений у легковых автомобилей, имеющих высокоэластичные шины и большие скорости движения. Однако при малых скоростях движения стабилизирующий момент шины не обеспечивает надежную стабилизацию управляемых колес. Кроме того, стабилизирующий момент шины резко уменьшается на скользких дорогах.

Весовой стабилизирующий момент создается из-за поперечного наклона шкворня или оси поворота управляемого колеса. Поперечный наклон оси поворота (рис. 9.25, г), характеризуемый углом $\beta_{ш}$, при повороте колеса вызывает подъем передней части автомобиля на некоторую величину *h*. При этом вес передней ча-

сти автомобиля стремится вернуть колесо в положение, соответствующее прямолинейному движению. Создаваемый в этом случае стабилизирующий момент и является весовым стабилизирующим моментом.

Весовой стабилизирующий момент меньше, чем стабилизирующий момент шины, но он не зависит от скорости движения и не уменьшается на скользкой дороге.

У автомобилей угол поперечного наклона оси поворота управляемых колес $\beta_{ш} = 5 \dots 10^\circ$. При увеличении угла $\beta_{ш}$ повышается стабилизация управляемых колес, но затрудняется работа водителя.

Скоростной стабилизирующий момент создается из-за продольного наклона шкворня или оси поворота управляемого колеса. Продольный наклон оси поворота (рис. 9.25, д), определяемый углом $\gamma_{ш}$, создает плечо a , на котором действуют реакции, возникающие при повороте колеса между шиной и дорогой в точках их касания. Эти реакции помогают возврату колеса в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению. Создаваемый в этом случае стабилизирующий момент и является скоростным стабилизирующим моментом.

Обычно боковые реакции на колесах возникают из-за центробежной силы, действующей на автомобиль, которая пропорциональна квадрату скорости движения на повороте. Поэтому скоростной стабилизирующий момент также изменяется пропорционально квадрату скорости движения автомобиля.

У автомобилей угол продольного наклона оси поворота управляемых колес $\gamma_{ш} = 0 \dots 3,5^\circ$. При увеличении угла $\gamma_{ш}$ повышается стабилизация управляемых колес, но затрудняется работа водителя.

9.6. Поддерживающий мост

Поддерживающий мост предназначен только для поддержания несущей системы автомобиля. Мост передает нагрузку от рамы и кузова автомобиля к колесам.

Поддерживающий мост обычно представляет собой прямую балку, по концам которой на подшипниках смонтированы поддерживающие колеса. Поддерживающие мосты применяют на прицепах и полуприцепах, на многоосных грузовых автомобилях в качестве промежуточных мостов, а также на легковых автомобилях с приводом на передние колеса в качестве задних мостов.

На рис. 9.26 показан поддерживающий мост переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ. Основной частью моста является штампованная из листовой стали U-образной формы балка 5 с приваренными по концам трубчатыми рычагами 3 пружинной подвес-

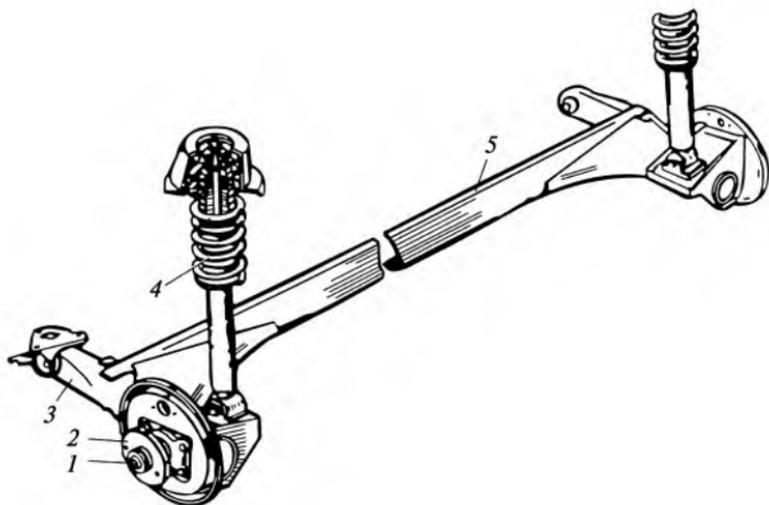


Рис. 9.26. Поддерживающий мост переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1 — ось; 2 — ступица; 3 — рычаг; 4 — подвеска; 5 — балка

ки 4. К концам рычагов 3 прикреплены оси 1, на которых на подшипниках установлены ступицы 2 с задними поддерживающими колесами. Поддерживающий мост представляет собой съемный узел, который крепится к несущему кузову автомобиля.

Поддерживающие мосты прицепов и полуприцепов грузовых автомобилей имеют балки с цапфами на концах для установки поддерживающих колес, опоры для крепления рессор и фланцы для тормозных механизмов, а мосты многоосных тележек — кронштейны для реактивных штанг.

Балки поддерживающих мостов прицепов и полуприцепов могут быть двутавровыми (рис. 9.27, а), сплошными квадратными (рис. 9.27, б), а также трубчатыми (рис. 9.27, в—е), изготовлен-

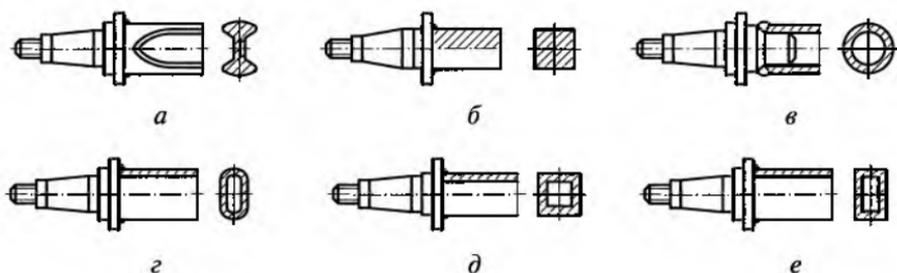


Рис. 9.27. Балки поддерживающих мостов автомобилей:
а — двутавровая; б — сплошная квадратная; в—е — трубчатые

ными из круглых или квадратных труб. Двутавровые балки поддерживающих мостов куют из углеродистых сталей марок 35, 40, 45 и др., а для пустотелых балок используют цельнотянутые трубы из стали 35.

9.7. Расчет мостов

Мосты автомобиля рассчитывают на прочность по сцеплению колес автомобиля с дорогой при максимальном значении коэффициента сцепления. Расчет выполняют для различных режимов движения автомобиля. При расчете значения сил и моментов, действующих на мосты при движении автомобиля, принимаются максимальными.

Ведущий мост. Балку ведущего моста рассчитывают для трех нагрузочных режимов: прямолинейное движение автомобиля, занос автомобиля и переезд автомобиля через препятствие.

При прямолинейном движении автомобиля балка ведущего моста (рис. 9.28) изгибается в вертикальной плоскости под воздействием нормальных реакций дороги R_{z1} и R_{z2} на ведущие колеса.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_b = R_{z1}l = R_{z2}l,$$

где l — плечо изгиба.

Нормальные реакции дороги от нагрузки G_2 на ведущий мост равны:

$$R_{z1} = R_{z2} = \frac{m_2 G_2}{2},$$

где $m_2 = 1,2$ — коэффициент перераспределения нагрузки на задний мост.

Кроме того, под действием тяговой силы P_T балка ведущего моста испытывает статическую нагрузку и изгибается также в горизонтальной плоскости.

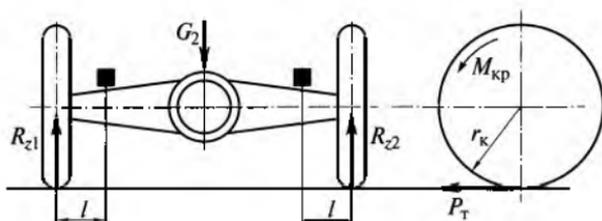


Рис. 9.28. Схема для расчета ведущего моста при прямолинейном движении автомобиля

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_r = P_{T1}l = P_{T2}l.$$

Тяговые силы на ведущих колесах равны:

$$P_{T1} = P_{T2} = R_{z1}\varphi_x = R_{z2}\varphi_x,$$

где φ_x — коэффициент сцепления колес с дорогой.

Кроме изгибающих моментов на балку ведущего моста действует крутящий момент

$$M_{кр} = P_{T1}r_k = P_{T2}r_k,$$

где r_k — радиус ведущих колес.

В балке ведущего моста наиболее опасными местами являются обычно сечения под площадками для крепления рессор. Однако в балке литого моста с запрессованными трубами необходимо также проверять на прочность сечение трубы у картера моста.

Суммарный результирующий момент от изгиба и кручения в опасном сечении балки моста

$$M_p = \sqrt{M_b^2 + M_r^2 + M_{кр}^2}.$$

Результирующие напряжения от изгиба и кручения для трубчатого круглого сечения

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W},$$

где $W = 0,2(D^4 - d^4)/D$ — момент сопротивления трубчатого сечения.

Для прямоугольного и коробчатого сечения балки напряжения от изгиба и кручения определяются отдельно. При этом напряжения изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях складываются, а напряжения кручения с напряжениями изгиба не суммируются:

напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_b}{W_b} + \frac{M_r}{W_r};$$

напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где W_b и W_r — моменты сопротивления изгибу соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях; $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению.

При заносе автомобиля тяговая сила $P_T = 0$, и балка ведущего моста (рис. 9.29) изгибается в вертикальной плоскости под дей-

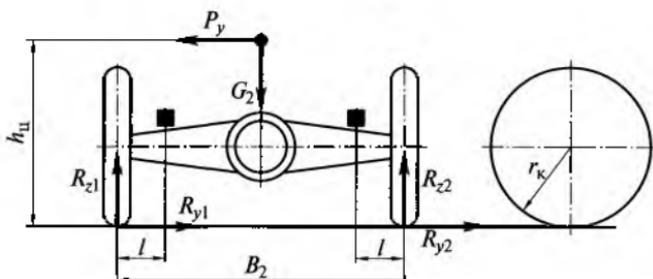


Рис. 9.29. Схема для расчета ведущего моста при заносе автомобиля

ствием нормальной R_{ζ} и поперечной R_y реакций дороги. При этом в результате действия поперечной силы R_y на одном из ведущих колес (например, левом) изгибающие моменты от действующих реакций вычитаются, а на другом колесе (правом) — складываются:

$$M_1 = R_{\zeta 1}l - R_{y1}l;$$

$$M_2 = R_{\zeta 2}l + R_{y2}l.$$

Здесь

$$R_{\zeta 1} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_{\zeta}}{B_2} \right); R_{y1} = R_{\zeta 1} \varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_{\zeta}}{B_2} \right) \varphi_y;$$

$$R_{\zeta 2} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_{\zeta}}{B_2} \right); R_{y2} = R_{\zeta 2} \varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_{\zeta}}{B_2} \right) \varphi_y,$$

где φ_y — коэффициент поперечного сцепления колес с дорогой; h_{ζ} — высота центра тяжести; B_2 — колея колес.

В опасном сечении балки ведущего моста (в местах крепления рессор) напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R_{\zeta} l \pm R_y r_k}{W_{\text{изг}}}.$$

При переезде через неровности дороги и другие препятствия (камни, кочки, пни и т. п.) на ведущий мост автомобиля могут действовать динамические нагрузки значительно большие, чем статические. Причем значение динамических нагрузок, которые испытывает балка, зависит от массы моста.

При динамическом нагружении балка моста изгибается в вертикальной плоскости. Изгибающий момент в этом случае

$$M_{\text{изг}} = R_{\zeta} k_d l,$$

где $k_d = 1,75 \dots 3,00$ — коэффициент динамичности, учитывающий увеличение нормальной реакции R_{ζ} при переезде препятствия (для грузовых автомобилей следует принимать $k_d = 2,5 \dots 3,0$).

Напряжения изгиба при динамическом нагружении

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R_z k_d l}{W_{\text{изг}}}.$$

Для балок ведущих мостов допускаемые напряжения составляют:

$[\sigma_{\text{изг}}] = 300$ МПа; $[\tau_{\text{кр}}] = 200$ МПа — для литых из стали и ковкого чугуна;

$[\sigma_{\text{изг}}] = 500$ МПа; $[\tau_{\text{кр}}] = 400$ МПа — для штампованных из листовой стали.

Управляемый мост. У управляемого моста рассчитывают на прочность балку, поворотные кулаки, шкворни и втулки шкворней. Расчет выполняют для следующих режимов движения автомобиля: при торможении, заносе и преодолении препятствий.

Балка моста. При торможении балка переднего моста (рис. 9.30, а) изгибается в вертикальной плоскости под действием нормальных реакций R_{z1} и R_{z2} , а также в горизонтальной плоскости под действием тормозной силы $P_{\text{тор}}$. Кроме того, части балки от поворотных кулаков до площадок крепления рессор скручиваются тормозным моментом $M_{\text{тор}}$. При расчете балку управляемого моста считают прямой.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_{\text{в}} = R_z l;$$

изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_{\text{г}} = P_{\text{тор}} l = R_z \varphi_x l,$$

где l — плечо изгиба; $\varphi_x = 0,8 \dots 0,9$ — коэффициент продольного сцепления.

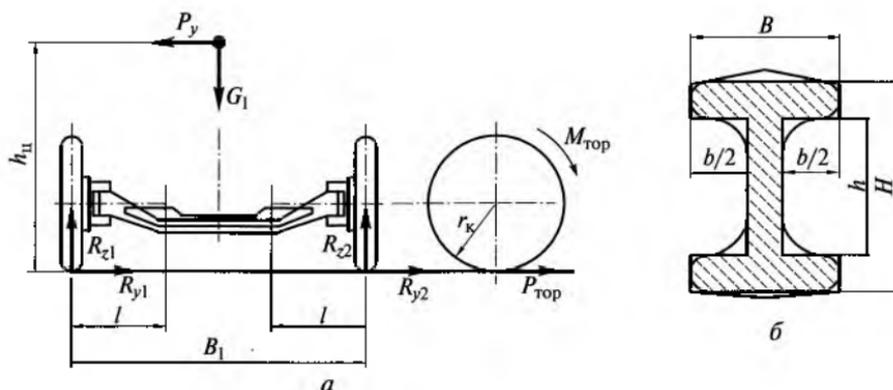


Рис. 9.30. Схема для расчета управляемого моста:

а — мост; б — приведенное двутавровое сечение балки моста

Так как $\varphi_x < 1$, то изгибающий момент в вертикальной плоскости больше, чем в горизонтальной ($M_B > M_T$).

Крутящий момент

$$M_{кр} = P_{\text{тор}} r_k = \varphi_x R_z r_k.$$

При заносе автомобиля вследствие действия поперечной силы P_y , нормальная реакция R_{z1} на левом колесе будет больше, чем реакция R_{z2} на правом колесе. Но на часть балки у левого колеса действует разность изгибающих моментов от реакций R_{z1} и R_{z2} , а у правого колеса — сумма этих моментов.

За расчетные сечения необходимо принимать: для половины балки моста с левым колесом — сечение, расположенное около поворотного кулака, а для половины балки с правым колесом — сечение под площадкой для крепления рессоры.

Изгибающий момент для первого сечения:

$$M_{\text{изг1}} = \frac{G_1 \varphi_y}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_{ц}}{B_1} \right);$$

для второго сечения

$$M_{\text{изг2}} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_{ц}}{B_1} \right) (l + \varphi_y r_k),$$

где G_1 — нагрузка на управляемый мост; $\varphi_y = 1$ — коэффициент поперечного сцепления; $h_{ц}$ — высота центра тяжести автомобиля; B_1 — колея передних колес.

При преодолении препятствий изгибающий момент в опасном сечении балки под рессорными площадками действует в вертикальной плоскости:

$$M_B = \frac{G_1}{2} k_d l,$$

где $k_d = 2,5 \dots 3,0$ — коэффициент динамичности.

Суммарные напряжения в балке управляемого моста с двутавровым сечением от изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскости

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{M_B}{W_B} + \frac{M_T}{W_T};$$

напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где W_B и W_T — моменты сопротивления изгибу соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскости; $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению.

При определении моментов сопротивления действительное двутавровое сечение балки моста заменяют приведенным (рис. 9.30, б). Для приведенного сечения моменты сопротивления:

$$W_B = \frac{BH^3 - bh^3}{6H};$$

$$W_T = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6H};$$

$$W_{кр} = \frac{2}{9}t^2(H+2b),$$

где B, H, b, h — расчетные размеры сечения балки; $t = B - b$ — толщина полков и стенки балки.

Для балки управляемого моста трубчатого круглого сечения результирующие напряжения от изгиба и кручения

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\frac{M_B^2 + M_T^2 + M_{кр}^2}{W}}.$$

Балки управляемых мостов выполняют коваными из стали 45, 30Х, 40Х.

Допускаемые напряжения: $[\sigma_{изг}] = 300$ МПа; $[\tau_{кр}] = 150$ МПа.

Поворотный кулак. В управляемых мостах наиболее ответственным является поворотный узел, который состоит из шкворня и поворотного кулака. Поворотный кулак (рис. 9.31) рассчитывают для тех же режимов движения автомобиля, что и балку управляемого моста. Опасным сечением в поворотном кулаке является сечение AA у галтели цапфы кулака, в котором и определяют напряжения. При этом цапфу кулака рассчитывают только на изгиб.

При торможении суммарный вертикальный изгибающий момент

$$M_{изг} = c\sqrt{R_{z1}^2 + P_{тор}^2}.$$

Напряжения изгиба

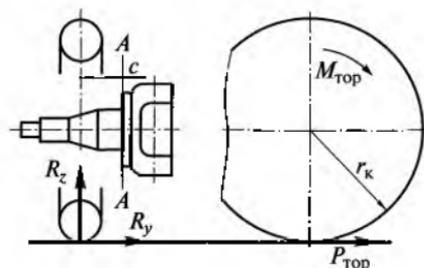


Рис. 9.31. Схема для расчета поворотного кулака

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}}$$

При заносе тормозная сила $P_{\text{тор}} = 0$.

Напряжения изгиба цапфы поворотных кулаков управляемых колес

$$\sigma_{\text{изг1}} = \frac{R_{z1}c - R_{y1}r_k}{W_{\text{изг}}}; \quad \sigma_{\text{изг2}} = \frac{R_{z2}c + R_{y2}r_k}{W_{\text{изг}}};$$

при преодолении препятствия напряжения изгиба цапфы

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R_z k_d c}{W_{\text{изг}}},$$

где c — плечо изгиба; $k_d = 1,75 \dots 3,00$ — коэффициент динамичности.

Поворотные кулаки куют из стали марок 30X и 40X.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{изг}}] = 500$ МПа.

Шкворень. Расчет шкворня (рис. 9.32) проводится на те же нагрузочные режимы, что и расчет поворотного кулака. Углами наклона шкворня в поперечной и продольной плоскостях пренебрегают вследствие их небольших значений, которые не влияют на результаты расчета.

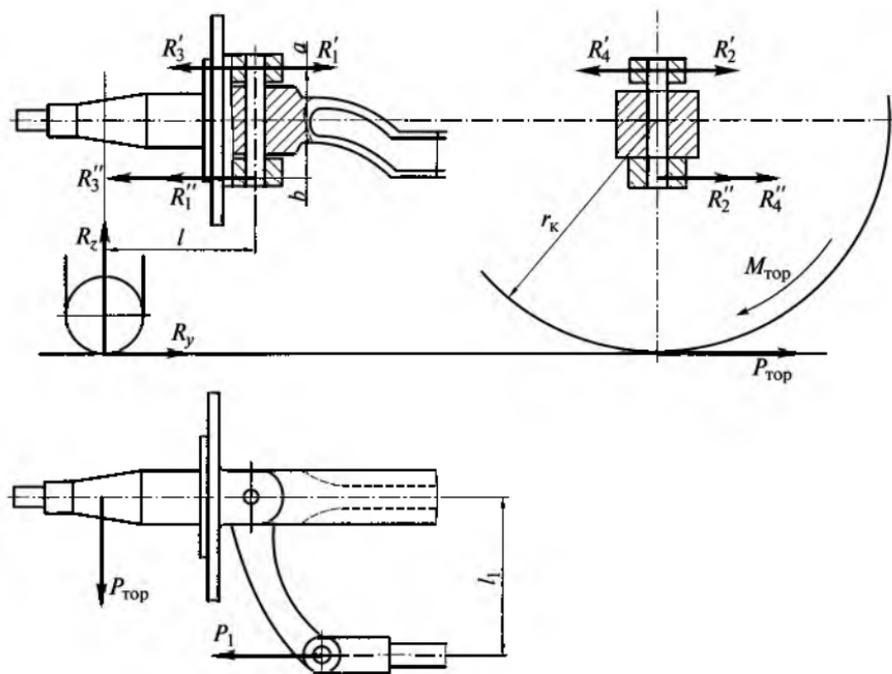


Рис. 9.32. Схема для расчета шкворня

При торможении силы R' и R'' , нагружающие соответственно верхний и нижний концы шкворня, возникают под действием: нормальной реакции R_z :

$$R'_1 = R''_1 = \frac{R_z l}{a + b};$$

тормозной силы $P_{\text{тор}}$:

$$R'_2 = \frac{P_{\text{тор}} b}{a + b}; R''_2 = \frac{P_{\text{тор}} a}{a + b};$$

реактивной силы P_1 :

$$R'_3 = \frac{P_1 b}{a + b}; R''_3 = \frac{P_1 a}{a + b},$$

где $P_1 = P_{\text{тор}} l / l_1$;

тормозного момента $M_{\text{тор}} = P_{\text{тор}} r_k$:

$$R'_4 = R''_4 = \frac{P_{\text{тор}} r_k}{a + b}.$$

Суммарная сила, действующая на верхний конец шкворня:

$$R'_{\text{сум}} = \sqrt{(R'_1 - R'_3)^2 + (P'_4 - P'_2)^2}.$$

Суммарная сила, действующая на нижний конец шкворня:

$$R''_{\text{сум}} = \sqrt{(R''_1 + R''_3)^2 + (R''_4 + R''_2)^2}.$$

При заносе на верхний и нижний концы шкворня действуют только поперечные силы:

от нормальной реакции R_z :

$$R'_1 = \frac{R''_1 l}{a + b}; R''_2 = \frac{R''_2 l}{a + b};$$

от поперечной реакции R_y :

на левом шкворне

$$R'_1 = R''_1 = \frac{R_{y1} l}{a + b};$$

на правом шкворне

$$R'_2 = R''_2 = \frac{R_{y2} l}{a + b}.$$

Суммарные силы:

на левом шкворне

$$R'_{\text{сумл}} = \frac{R_{y1}(r_k - b) - R''_{z1} l}{a + b}; R''_{\text{сумл}} = \frac{R_{y1}(r_k + a) - R''_{z1} l}{a + b};$$

на правом шкворне

$$R'_{\text{сум}2} = \frac{R_{y2}(r_k - b) + R''_{z2}l}{a + b}; \quad R''_{\text{сум}2} = \frac{R_{y2}(r_k + a) + R''_{z2}l}{a + b}.$$

При преодолении препятствия на шкворень действуют силы

$$R' = R'' = \frac{G_1}{2} k_d \frac{l}{a + b}.$$

Шкворень на всех нагрузочных режимах рассчитывают на изгиб и на срез, а втулки шкворня рассчитывают на смятие: напряжения изгиба шкворня

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R''_{\text{сум}} d}{W_{\text{изг}}};$$

напряжения среза шкворня

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4R''_{\text{сум}}}{\pi d^2};$$

напряжения смятия втулок шкворня

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{R''_{\text{сум}}}{dh_b},$$

где d — диаметр шкворня; h_b — высота втулки шкворня.

При определении напряжений в шкворне и втулках шкворня принимают наибольшие из значений суммарных сил, действующих на шкворень для рассматриваемых режимов движения автомобиля.

Шкворни изготавливают из стали марок 40, 50, 18ХГТ.

Допускаемые напряжения:

$$[\sigma_{\text{изг}}] = 500 \text{ МПа}; \quad [\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{\text{см}}] = 50 \text{ МПа}.$$

Контрольные вопросы

1. Что представляют собой мосты автомобиля и для чего они служат?
2. Какие типы мостов применяются на автомобилях, прицепах и полуприцепах?
3. Какие основные требования предъявляются к мостам автомобиля и как они выполняются?
4. Почему уменьшение массы моста имеет важное значение не только для моста, но и для автомобиля?
5. Почему жесткости балки моста придают особое значение и что зависит от жесткости балок ведущего и управляемого мостов?
6. При каких режимах движения рассчитывают мосты автомобиля?
7. При каких нагрузочных режимах и на что рассчитывают поворотный кулак, шкворень и втулки шкворня управляемого моста автомобиля?

10. ПОДВЕСКА

10.1. Назначение, основные устройства и типы

Подвеской называется совокупность устройств, осуществляющих упругую связь колес с несущей системой автомобиля (рамой или кузовом).

Подвеска служит для обеспечения плавности хода автомобиля и повышения безопасности его движения.

Плавность хода — свойство автомобиля защищать перевозимых людей и грузы от воздействия неровностей дороги. Смягчая толчки и удары от дорожных неровностей, подвеска обеспечивает возможность движения автомобиля без дискомфорта и быстрой утомляемости людей и повреждения грузов.

Подвеска повышает безопасность движения автомобиля, обеспечивая постоянный контакт колес с дорогой и исключая их отрыв от нее.

Подвеска разделяет все массы автомобиля на две части — поддрессоренные и неподдрессоренные.

Поддрессоренные — части, опирающиеся на подвеску: кузов, рама и закрепленные на них механизмы.

Неподдрессоренные — части, опирающиеся на дорогу: мосты, колеса, тормозные механизмы.

При движении по неровной дороге поддрессоренные части автомобиля колеблются с низкой частотой ($60 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$), а неподдрессоренные — с высокой частотой ($350 \dots 650 \text{ мин}^{-1}$).

Подвеска автомобиля (рис. 10.1) состоит из четырех основных устройств — направляющего 1, упругого 2, гасящего 3 и стабилизирующего 4.

Направляющее устройство подвески направляет движение колеса и определяет характер его перемещения относительно кузова и дороги. Направляющее устройство передает продольные и поперечные силы и их моменты между колесом и кузовом автомобиля.

Упругое устройство подвески смягчает толчки и удары, передаваемые от колеса на кузов автомобиля при наезде на дорожные неровности. Упругое устройство исключает копирование кузовом неровностей дороги и улучшает плавность хода автомобиля.

Гасящее устройство подвески уменьшает колебания кузова и колес автомобиля, возникающие при движении по неровностям

дороги и приводит к их затуханию. Гасящее устройство превращает механическую энергию колебаний в тепловую энергию с последующим ее рассеиванием в окружающую среду.

Стабилизирующее устройство подвески уменьшает боковой крен и поперечные угловые колебания кузова автомобиля.

Подвеска обеспечивает движение автомобиля, и ее работа осуществляется следующим образом. Крутящий момент M_k , передаваемый от двигателя на ведущие колеса, создает между колесом и дорогой тяговую силу P_T , которая приводит к возникновению на ведущем мосту толкающей силы P_x . Толкающая сила через направляющее устройство 1 подвески передается на кузов автомобиля и приводит его в движение. При движении по неровностям дороги колесо перемещается в вертикальной плоскости вокруг точек O_1 и O_2 . Упругое устройство 2 подвески деформируется, а кузов и колеса совершают колебания, гасит которые амортизатор. Корпус амортизатора 3, заполненный амортизаторной жидкостью, прикреплен к балке моста. В корпусе находится поршень с отверстиями и клапанами, шток которого связан с кузовом автомобиля. В процессе колебаний кузова и колес поршень совершает возвратно-поступательное движение. При ходе сжатия (колесо и кузов сближаются) амортизаторная жидкость из полости под поршнем вытесняется в полость над поршнем, а при ходе отдачи (колесо и кузов расходятся) перетекает в обратном направлении. При этом жидкость проходит через отверстия в поршне, прикрываемые клапанами, испытывает сопротивление, и в результате жидкостного трения обеспечивается гашение колебаний кузова и колес автомобиля. Боковой крен и поперечные угловые колебания кузова автомобиля уменьшает стабилизатор 4 поперечной устойчивости, который представляет собой специальное упругое устройство, устанавливаемое поперек автомобиля. Средней частью стабилиза-

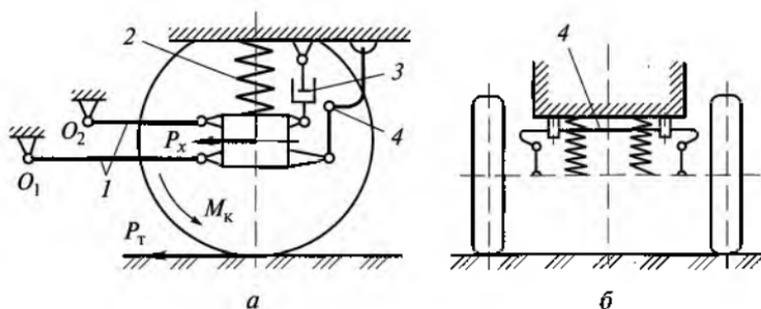


Рис. 10.1. Схемы подвески (а) и стабилизатора (б) поперечной устойчивости:

1 — направляющее устройство; 2 — упругое устройство; 3 — гасящее устройство;
4 — стабилизирующее устройство



Рис. 10.2. Типы подвесок, классифицированных по различным признакам

тор связан с кузовом, а концами — с рычагами подвески. При боковых кренах и поперечных угловых колебаниях кузова концы стабилизатора перемещаются в разные стороны: один опускается, а другой поднимается. Вследствие этого средняя часть стабилизатора закручивается, препятствуя тем самым крену и поперечным угловым колебаниям кузова автомобиля. В то же время стабилизатор не препятствует вертикальным и продольным угловым колебаниям кузова, при которых он свободно поворачивается в своих опорах.

На автомобилях в зависимости от их класса и назначения применяют различные типы подвесок (рис. 10.2).

По направляющему устройству все подвески разделяются на два основных типа — зависимые и независимые.

Зависимой называется подвеска (рис. 10.3, а), при которой колеса одного моста связаны между собой жесткой балкой, вследствие чего перемещение одного из колес вызывает перемещение другого колеса.

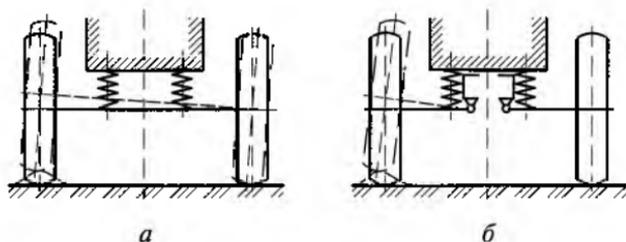


Рис. 10.3. Схемы зависимой (а) и независимой (б) подвесок

На легковых автомобилях зависимые подвески применяются обычно для задних колес. Они просты по конструкции и в обслуживании, имеют малую стоимость.

Независимой называется подвеска (рис. 10.3, б), при которой колеса одного моста не имеют между собой непосредственной связи, подвешены независимо друг от друга и перемещение одного колеса не вызывает перемещения другого колеса.

По направлению движения колес относительно дороги и кузова автомобиля независимые подвески могут быть с перемещением колес в поперечной, продольной и одновременно в продольной и поперечной плоскостях.

Независимые подвески в легковых автомобилях применяются для передних и задних колес. Эти подвески обеспечивают более высокую плавность хода, чем зависимые подвески, но сложнее по конструкции, при обслуживании и более дорогостоящие.

Тип подвески автомобиля также определяет и упругое устройство, которое может быть выполнено в виде листовой рессоры, спиральной пружины, торсиона и пневмобаллона. При этом упругость подвески обеспечивается за счет упругих свойств металла, из которого изготовлены рессоры, пружины и торсионы, и сжатия воздуха.

В зависимости от применяемого упругого устройства подвески называются рессорными, пружинными, торсионными, пневматическими, гидропневматическими и комбинированными.

Рессорные подвески в качестве упругого устройства имеют листовые рессоры (рис. 10.4, а).

Рессора состоит из собранных вместе отдельных листов выгнутой формы. Стальные листы имеют обычно прямоугольное сечение, одинаковую ширину и различную длину. Кривизна листов неодинакова и зависит от их длины. Она увеличивается с уменьшением длины листов, что необходимо для плотного прилегания их друг к другу в собранной рессоре. Вследствие различной кривизны листов также обеспечивается разгрузка листа 1 рессоры.

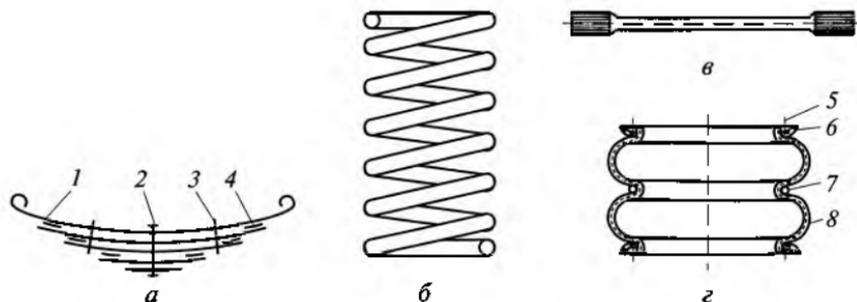


Рис. 10.4. Упругие устройства подвески:

а — рессора; б — пружина; в — торсион; г — пневмобаллон; 1 — коренной лист; 2, 5 — болты; 3 — хомут; 4 — прокладка; б, 7 — кольца; 8 — оболочка

Взаимное положение листов в собранной рессоре обычно обеспечивается стяжным центровым болтом 2. Кроме того, листы скреплены хомутами 3, которые исключают боковой сдвиг одного листа относительно другого и передают нагрузку от листа 1 (разгружают его) на другие листы при обратном прогибе рессоры. Лист 1, имеющий наибольшую длину, называется коренным. Часто он имеет и наибольшую толщину. С помощью коренного листа концы рессоры крепят к раме или кузову автомобиля. От способа крепления рессоры зависит форма концов коренного листа, которые в легковых автомобилях делают загнутыми в виде ушков.

При сборке рессоры ее листы смазывают графитовой смазкой, которая предохраняет их от коррозии и уменьшает трение между ними. В рессорах легковых автомобилей для уменьшения трения между листами по всей длине или на концах листов часто устанавливают специальные прокладки 4 из неметаллических антифрикционных материалов (пластмассы, фанеры, фибры и т. п.).

Основным преимуществом листовых рессор является их способность выполнять одновременно функции упругого, направляющего, гасящего и стабилизирующего устройств подвески.

Листовые рессоры способствуют гашению колебаний кузова и колес автомобиля. Кроме того, они просты в изготовлении и легко доступны для ремонта в эксплуатации. По сравнению с упругими устройствами других типов листовые рессоры имеют увеличенную массу (наиболее тяжелые), менее долговечны, обладают сухим (межлистовым) трением, ухудшают плавность хода автомобиля и требуют ухода (смазывания) в процессе эксплуатации.

Листовые рессоры получили наибольшее применение в зависимых подвесках. Обычно их располагают вдоль автомобиля.

Концы рессоры шарнирно соединяют с рамой или кузовом автомобиля. Передний конец закрепляют с помощью пальца, а задний — чаще всего подвижной серьгой. При таком соединении концов рессоры ее длина может изменяться во время движения автомобиля. Для крепления концов рессоры применяют шарниры различных типов.

Пружинные подвески в качестве упругого устройства имеют спиральные (витые) цилиндрические пружины (рис. 10.4, б). Пружины изготавливают из стального прутка круглого сечения.

В подвеске витые пружины воспринимают только вертикальные нагрузки и не могут передавать продольные и поперечные усилия и их моменты от колес на раму и кузов автомобиля. Поэтому при их установке требуется применять направляющие устройства. При использовании витых пружин также необходимы гасящие устройства, так как в пружинах отсутствует трение. По сравнению с листовыми рессорами спиральные пружины имеют меньшую массу, более долговечны, просты в изготовлении и не требуют технического обслуживания.

Спиральные пружины в качестве основного упругого элемента применяются главным образом в независимых подвесках и значительно реже в зависимых. Их обычно устанавливают вертикально на нижние рычаги подвески.

Торсионные подвески в качестве упругого устройства имеют торсионы (рис. 10.4, в).

Торсион представляет собой стальной упругий стержень, работающий на скручивание. Он может быть сплошным круглого сечения, а также составным — из круглых стержней или прямоугольных пластин. На концах торсиона имеются головки (утолщения) с нарезанными шлицами или выполненные в форме многогранника (шестигранные и т. д.). С помощью головок торсион одним концом крепится к раме или кузову автомобиля, а другим — к рычагам подвески. Упругость связи колеса с рамой обеспечивается вследствие скручивания торсиона.

Торсионы, как и пружины, требуют применения направляющих и гасящих устройств. По сравнению с листовыми рессорами торсионы обладают теми же преимуществами, что и спиральные пружины. Однако по сравнению со спиральными пружинами торсионы менее долговечны. Торсионы наиболее распространены в независимых подвесках. На автомобиле торсионы могут быть расположены как продольно, так и поперечно.

Пневматические подвески в качестве упругого устройства имеют пневматические баллоны различной формы. Упругие свойства в таких подвесках обеспечиваются за счет сжатия воздуха. Наибольшее применение в пневматических подвесках получили двойные (двухсекционные) круглые баллоны.

Двойной круглый баллон (рис. 10.4, г) состоит из эластичной оболочки 8, опоясывающего или разделительного кольца 7 и прижимных колец 6 с болтами 5. Оболочка баллона резинокордовая, обычно двухслойная. Корд оболочки капроновый или нейлоновый. Внутренняя поверхность оболочки покрыта воздухонепроницаемым слоем резины, а наружная — маслобензостойкой резиной. Для упрочнения бортов оболочки внутри их заделана металлическая проволока, как у покрышки пневматической шины. Опоясывающее кольцо 7 служит для разделения секций баллона и позволяет уменьшить его диаметр. Прижимные кольца 6 с болтами 5 предназначены для крепления баллона. Грузоподъемность двойных круглых баллонов обычно составляет 2...3 т при внутреннем давлении воздуха 0,3...0,5 МПа. Двойные круглые баллоны применяют в подвесках автобусов, грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов. Обычно баллоны располагают вертикально в количестве от двух (передние подвески) до четырех (задние подвески).

Резиновые упругие элементы широко применяют в подвесках современных автомобилей в виде дополнительных упругих уст-

ройств, которые называются ограничителями или буферами. Часто внутри буферов вулканизируют металлическую арматуру, которая повышает их долговечность и служит для крепления буферов.

Буфера подразделяются на буфера сжатия и отдачи. Первые ограничивают ход колес вверх, вторые — вниз. При этом буфера сжатия ограничивают деформацию упругого устройства подвески и увеличивают его жесткость. Буфера сжатия и отдачи совместно применяют обычно в независимых подвесках. В зависимых подвесках используют главным образом буфера сжатия.

10.2. Требования к подвеске

Кроме общих требований (см. подразд. 1.2) к подвеске автомобиля предъявляются дополнительные требования, в соответствии с которыми подвеска должна:

- обеспечивать высокую плавность хода автомобиля;
- обладать высокой динамической энергоемкостью;
- эффективно гасить колебания кузова и колес автомобиля при движении;
- обеспечивать правильную кинематику управляемых колес автомобиля;
- иметь минимальную массу неподрессоренных частей.

Выполнение этих требований зависит от типа и конструкции подвески и ее направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего устройств.

Рассмотрим основные требования, предъявляемые к подвеске, и выполнение их.

Плавность хода. Для получения высокой плавности хода подвеска должна обеспечивать колебания кузова автомобиля (поддрессоренной массы) с низкой частотой, равной 0,8...1,2 Гц для легковых автомобилей, 1,3...1,9 Гц для грузовых автомобилей и 1,2...1,6 Гц для автобусов. Такие частоты соответствуют уровню колебаний человека при ходьбе и являются наиболее приемлемыми для организма.

Подвеска также должна обеспечивать наименьшие перемещения и ускорения колебаний кузова, иначе даже при небольших частотах колебаний может произойти укачивание пассажиров. С увеличением частоты колебаний даже небольшие ускорения колебаний кузова могут вызвать неприятные или болезненные ощущения (табл. 10.1).

Плавность хода автомобиля можно оценивать по упругой характеристике подвески и по амплитудно-частотной характеристике автомобиля.

Рассмотрим эти характеристики.

Частота колебаний, Гц	Ускорения колебаний, м/с ² , вызывающие ощущения	
	неприятные	болезненные
1,0	2,3	2,7
1,5	2,1	2,5
2,0	1,9	2,3
3,0	1,7	2

Упругая характеристика подвески. Упругой характеристикой подвески (рис. 10.5) называется зависимость между вертикальной нагрузкой и прогибом подвески, измеренным по перемещению колеса.

По упругой характеристике подвески можно определить следующие параметры: статический прогиб подвески $f_{ст}$, динамический прогиб подвески при ходе колеса вверх $f_{д.в}$ и вниз $f_{д.н}$, жесткость подвески c_n , коэффициент динамичности k_d и статическую силу сухого трения $F_{ст}$ в подвеске.

Упругую характеристику подвески строят по результатам стендовых испытаний автомобиля.

На рис. 10.5 кривая $0a$ упругой характеристики соответствует нагружению подвески в статическом состоянии, а кривая $a0$ — ее разгрузению. Как видно из рисунка, кривые нагружения и разгрузки не совпадают, что связано с наличием трения в подвеске. Разница между кривыми $0a$ и $a0$ и определяет трение в подвеске.

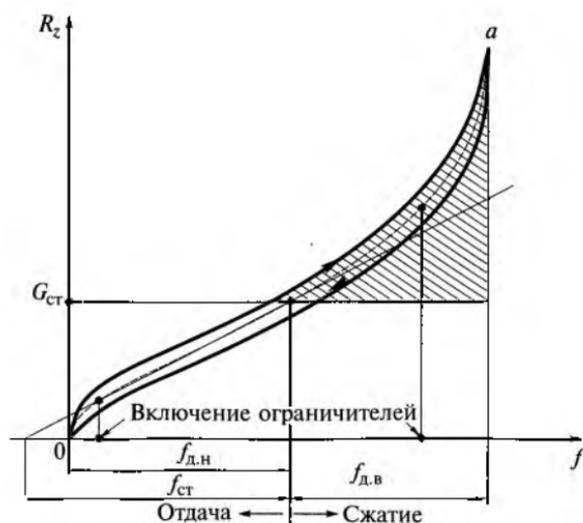


Рис. 10.5. Упругая характеристика подвески

За характеристику подвески условно принимается средняя линия между кривыми нагружения и разгружения подвески.

Рассмотрим определение некоторых параметров подвески по ее упругой характеристике, которые позволяют оценивать плавность хода.

Статический прогиб подвески $f_{ст}$ определяется путем проведения касательной линии к упругой характеристике в точке, соответствующей статической нагрузке $G_{ст}$. Желательно, чтобы статический прогиб подвески составлял 200...250 мм для легковых автомобилей, 80...140 мм для грузовых автомобилей и 110...200 мм для автобусов. Однако такие значения статических прогибов подвески не всегда возможно получить, так как они зависят от назначения автомобиля и его компоновки.

Важное значение для плавности хода автомобиля имеет отношение статического прогиба задней подвески к статическому прогибу передней подвески $f_{ст2}/f_{ст1}$. Рекомендуются следующие значения этого отношения: 0,8...0,9 для легковых автомобилей и 1,0...1,2 для грузовых автомобилей и автобусов.

По известным статическим прогибам передней и задней подвесок можно определить частоту парциальных (не связанных между собой) низкочастотных колебаний передней n_1 и задней n_2 частей кузова автомобиля, мин^{-1} :

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{ст1}}}; n_2 = \frac{300}{\sqrt{f_{ст2}}},$$

где $f_{ст1}$ и $f_{ст2}$ — статические прогибы соответственно передней и задней подвесок, см.

Оптимальными являются парциальные частоты колебаний, составляющие 60...70 мин^{-1} для легковых автомобилей; 80...120 мин^{-1} для грузовых автомобилей и 80...100 мин^{-1} для автобусов.

Динамический прогиб подвески при ходе колеса вверх $f_{д.в}$, включая прогиб резинового буфера, ограничивающего ход колеса, должен составлять: $0,5f_{ст}$ для легковых автомобилей; $f_{ст}$ для грузовых автомобилей и $0,75f_{ст}$ для автобусов.

Динамический прогиб подвески при ходе колеса вниз $f_{д.н}$ должен быть приблизительно равен динамическому прогибу при ходе колеса вверх ($f_{д.н} = f_{д.в}$).

Жесткость подвески определяется как тангенс угла наклона касательной к средней линии упругой характеристики подвески:

$$c_{п} = \text{tg } \alpha = \frac{G_{ст}}{f_{ст}}.$$

При снижении жесткости подвески уменьшается частота колебаний поддрессоренной массы и повышается плавность хода автомобиля. Это достигается применением независимой подвески,

жесткость которой меньше, чем у зависимой подвески. Кроме того, независимая подвеска позволяет увеличить ход колес вверх и вниз, что также повышает плавность хода автомобиля и работоспособность подвески.

Статическая сила трения $F_{ст}$ в подвеске определяется как половина разности ординаты, заключенной между кривыми нагружения и разгружения подвески. Эту силу называют силой сухого трения.

При движении автомобиля в подвеске действует главным образом динамическая сила сухого трения, которая совместно с гидравлическими амортизаторами гасит колебания кузова и колес автомобиля. Статическая сила сухого трения действует в подвеске только в крайних положениях колес при изменении направления их перемещений.

Динамическая сила сухого трения в подвеске меньше, чем статическая, и ее значение приблизительно составляет

$$F_d = (0,5 \dots 0,7) F_{ст}$$

Амплитудно-частотная характеристика автомобиля. Амплитудно-частотной характеристикой автомобиля называется зависимость перемещений кузова и колес и ускорений кузова автомобиля от частоты возмущающей силы.

Периодически действующая на автомобиль возмущающая сила, обусловленная волнистой поверхностью дороги, вызывает вынужденные колебания автомобиля. Эти колебания зависят от частоты возмущающей силы (чередования дорожных неровностей), c^{-1} :

$$v = \frac{2\pi v}{3,6l_d},$$

где v — скорость автомобиля, км/ч; l_d — длина неровностей, м.

В условиях эксплуатации частота возмущающей силы не остается постоянной, а изменяется, так как возможны различные сочетания скорости движения автомобиля и длины дорожных неровностей. Наиболее полное представление о вынужденных колебаниях и, следовательно, о плавности хода при различных значениях частоты возмущающей силы дает амплитудно-частотная характеристика автомобиля.

На рис. 10.6 представлена амплитудно-частотная характеристика автомобиля. По оси ординат амплитудно-частотной характеристики отложены отношения перемещений кузова z , перемещений колес ζ и ускорений кузова \ddot{z} к высоте дорожных неровностей q , а по оси абсцисс — частота возмущающей силы v . Для связи амплитуд колебаний со скоростью движения автомобиля и длиной дорожных неровностей в нижней части рисунка приведен график зависимости между частотой возмущающей силы, длиной неровностей дороги l_d и скоростью автомобиля v .

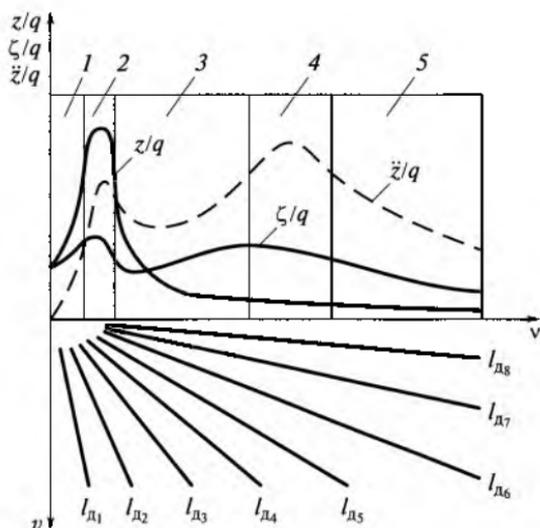


Рис. 10.6. Амплитудно-частотная характеристика автомобиля:

1 — дорезонансная зона; 2 — зона низкочастотного резонанса; 3 — межрезонансная зона; 4 — зона высокочастотного резонанса; 5 — зарезонансная зона;
 $l_{д1} - l_{д8}$ — значения длины неровностей дороги

Амплитудно-частотная характеристика автомобиля включает в себя пять зон: дорезонансную, зону низкочастотного резонанса, межрезонансную, зону высокочастотного резонанса и зарезонансную. Рассмотрим особенности этих зон.

Дорезонансная зона 1 соответствует малой скорости движения автомобиля и большой длине дорожных неровностей. Для нее характерно то, что кузов и колеса автомобиля копируют профиль дороги. При этом перемещения кузова и колес незначительны, а ускорения кузова небольшие.

Зона 2 низкочастотного резонанса характеризуется возрастанием перемещений кузова по сравнению с высотой дорожной неровности. Подвеска усиливает колебания кузова, вследствие чего возрастают его перемещения и ускорения. Колебания кузова вызывают увеличение амплитуды колебаний колес. В зоне низкочастотного резонанса колебания автомобиля происходят с частотой 80... 100 мин⁻¹.

Межрезонансная зона 3 характеризуется уменьшением колебаний кузова и колес, а также снижением ускорений кузова по сравнению с зоной низкочастотного резонанса.

Для зоны 4 высокочастотного резонанса характерны незначительные перемещения кузова и большие его ускорения, обусловленные большими перемещениями колес. В широкой зоне высокочастотного резонанса кузов колеблется так, что почти не происходит его перемещений, хотя он находится под действием боль-

ших ускорений. В этой зоне автомобиль совершает колебания с частотой 400... 500 мин⁻¹.

Зарезонансная зона 5 характеризуется тем, что в ней происходит уменьшение перемещений и ускорений кузова, а также перемещений колес по сравнению с зоной высокочастотного резонанса. При этом зарезонансная зона смыкается с зоной вибраций.

Из амплитудно-частотной характеристики видно, что в зонах низкочастотного и высокочастотного резонансов имеются определенные соотношения между перемещениями кузова, колес и ускорениями. Такие соотношения неодинаковы для различных автомобилей и зависят от их параметров.

Энергоемкость подвески. При движении автомобиля по неровностям дороги с увеличением колебаний кузова и колес относительно статического положения для предотвращения ударов непродессоренных масс в ограничители хода (буфера) подвеска должна обладать высокой энергоемкостью, т. е. непробиваемостью.

Энергоемкость подвески характеризуется коэффициентом динамичности.

Коэффициент динамичности представляет собой отношение максимальной нагрузки, которая может передаваться через подвеску, к статической нагрузке на подвеску:

$$k_d = \frac{R_{z \max}}{G_{ст}}$$

При небольшом коэффициенте динамичности наблюдаются частые пробои подвески (удары в ограничители), а при больших его значениях подвеска будет очень жесткой, особенно при колебаниях с большой амплитудой и ограниченном значении динамического хода колес.

При движении автомобиля по неровной дороге динамические нагрузки, передаваемые через подвеску, будут вызывать редкие удары в ограничители при следующих коэффициентах динамичности: $k_d = 2... 3$ для автомобилей ограниченной проходимости и $k_d = 3... 4$ для автомобилей повышенной и высокой проходимости.

Значение коэффициента динамичности и энергоемкость подвески определяют по упругой характеристике подвески. Заштрихованная площадь на упругой характеристике (см. рис. 10.5) характеризует динамическую энергоемкость подвески. Она соответствует наибольшей потенциальной энергии, запасенной подвеской при наезде на дорожную неровность. Чем выше динамическая энергоемкость подвески, тем меньше вероятность ударов в ограничители хода колес при движении по неровной дороге и, следовательно, выше плавность хода автомобиля.

Для того чтобы подвеска обеспечивала высокую плавность хода и обладала высокой динамической энергоемкостью, она должна

иметь нелинейную упругую характеристику, т. е. подвеска должна быть *прогрессивной*. Нелинейная упругая характеристика при ограниченном ходе колеса обеспечивает небольшую жесткость подвески при статической нагрузке и прогрессивное возрастание жесткости с увеличением нагрузки на подвеску.

При изменении полезной нагрузки автомобиля от минимального значения до максимального статическая нагрузка $G_{ст}$, от которой зависит статический прогиб $f_{ст}$, меняется на передней подвеске на 10...30 % и на задней подвеске на 45...60 % у легковых автомобилей, у грузовых автомобилей — в 2,5—4 раза, а у автобусов — в 2—2,5 раза.

Для обеспечения оптимальной низкой частоты собственных колебаний кузова при переменной нагрузке автомобиля необходимо сохранять постоянный статический прогиб подвески, что возможно только при изменении ее жесткости. При этом жесткость подвески должна изменяться пропорционально нагрузке, приходящейся на подвеску.

Нелинейная упругая характеристика подвески может быть получена различными конструктивными способами. К ним относятся следующие:

- установка упругого устройства подвески (пружины, торсиона) в предварительно нагруженном состоянии (с заневоливанием) и применение двух ограничителей хода колеса вверх и вниз (буферов сжатия и отдачи). Изменение жесткости подвески в этом случае происходит плавно. Такой способ получения нелинейной характеристики применяют в передних независимых подвесках легковых автомобилей;

- применение в рессорах дополнительных нижних листов значительно большей кривизны, чем у верхних листов. В этом случае нижние листы выполняют функции подрессорника, обеспечивая более плавное увеличение жесткости подвески при полной статической нагрузке. Этот способ используют в задних зависимых подвесках легковых автомобилей;

- применение дополнительного упора (буфера), позволяющего изменять рабочую длину рессоры в зависимости от ее прогиба. Жесткость подвески изменяется ступенчато. Такой способ получения переменной эффективной длины рессоры используется в передних зависимых подвесках грузовых автомобилей и задних зависимых подвесках легковых автомобилей;

- применение дополнительной листовой рессоры (подрессорника) с опорами, имеющими криволинейную поверхность. Подрессорник вступает в работу при определенной нагрузке, которой соответствует прогиб подвески, равный $0,6f_{д}$. В этом случае жесткость подвески резко возрастает. При этом кривая форма опор подрессорника по мере прогиба основной рессоры уменьшает его рабочую длину, что способствует дальнейшему возрастанию жест-

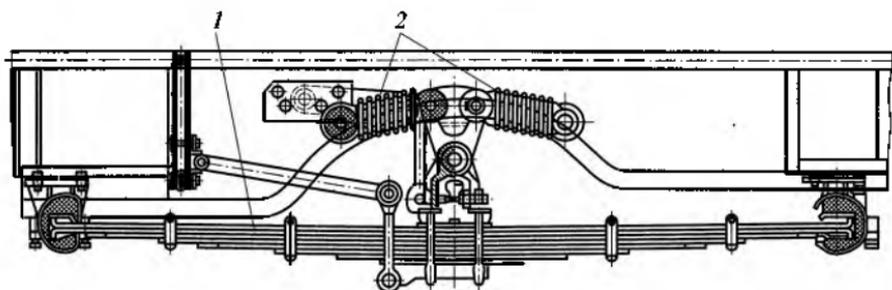


Рис. 10.7. Рессорная подвеска с корректирующими пружинами:

1 — рессора; 2 — пружины

кости поддрессорника и подвески. При применении поддрессорника жесткость подвески изменяется ступенчато. Поддрессорники используются в задних зависимых подвесках грузовых автомобилей и автобусов, где нагрузка на задний мост может меняться в значительных пределах в зависимости от перевозимого груза и числа пассажиров;

- применение корректирующих пружин. Подвеска с корректирующими пружинами (рис. 10.7) кроме основной рессоры 1 имеет две дополнительные пружины 2, которые при статической нагрузке располагаются горизонтально и работают на растяжение или сжатие при прогибе основной рессоры. Изменяя параметры пружин (длину, жесткость и др.) можно корректировать упругую характеристику подвески, сочетая высокую плавность хода с высокой динамической энергоемкостью подвески. При этом можно получать практически постоянный статический прогиб подвески при эксплуатационном изменении массы автомобиля. Подвеска с корректирующими пружинами имеет плавное изменение жесткости и используется в автобусах;

- применение пневматического упругого устройства. Это позволяет регулировать жесткость подвески в зависимости от массы поддрессоренной части автомобиля. В статическом состоянии сжатый воздух в пневмобаллоне находится под давлением 0,5...0,8 МПа. При переезде неровности дороги нагрузка на пневмобаллон возрастает, его внутренний объем уменьшается, а давление воздуха и жесткость подвески увеличиваются. Поэтому необходимо использовать дополнительный резервуар для воздуха, компенсирующий увеличение давления в пневмобаллоне при возрастании нагрузки и уменьшающий жесткость подвески. Благодаря подбору объема дополнительного резервуара и изменению внутреннего давления воздуха можно обеспечить постоянные статический прогиб и высоту кузова автомобиля при изменении статической нагрузки на подвеску. Жесткость пневматической подвески изменяется плавно. Пневматическая подвеска применяется в автобусах, грузовых ав-

томобилях, прицепах и полуприцепах большой грузоподъемности, у которых полезная нагрузка в условиях эксплуатации значительно изменяется.

Гашение колебаний. Для обеспечения высокой плавности хода подвеска должна эффективно гасить колебания (т. е. быстро уменьшать их амплитуду) кузова и колес автомобиля. При высокой плавности хода за один период свободных колебаний амплитуда перемещений кузова должна уменьшаться в 3—8 раз.

Гашение колебаний автомобиля происходит в результате действия в подвеске трения, которое различно по своей природе и может быть жидкостным (в гидравлических амортизаторах), сухим (в рессорах и шарнирах подвески) и межмолекулярным (в шинах и резиновых деталях подвески).

Все перечисленные виды трения различны по абсолютной величине, неодинаково изменяются в зависимости от скорости колебаний автомобиля (рис. 10.8, а) и поэтому по-разному влияют на затухание колебаний.

Характер изменения указанных видов трения в случае гармонических колебаний также различен (рис. 10.8, б).

Жидкостное трение может изменяться пропорционально как квадрату скорости, так и скорости колебаний. Обычно оно линейно при малой скорости колебаний и быстро растет с ее увеличением. Даже небольшое жидкостное трение вызывает быстрое затухание колебаний.

Межмолекулярное трение пропорционально скорости колебаний, но при значительном изменении частоты эффективного затухания колебаний не вызывает.

Основным видом трения, которое постоянно действует в подвеске совместно с жидкостным трением амортизаторов, является сухое трение. При эксплуатации автомобиля сухое трение не оста-

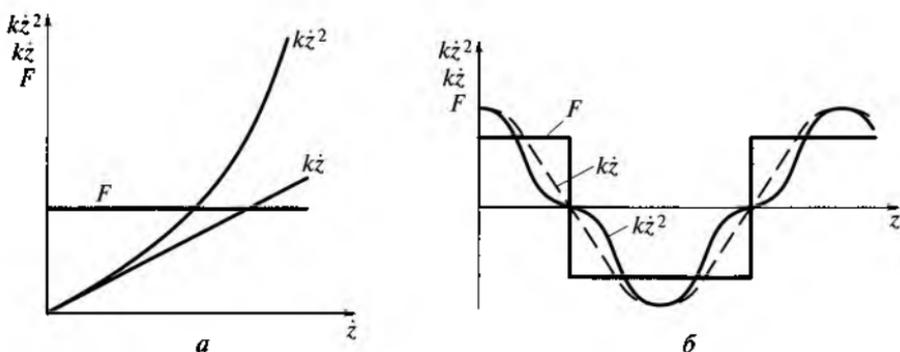


Рис. 10.8. Изменение силы трения сухого (F), жидкостного линейного ($k\dot{z}$) и квадратичного ($k\dot{z}^2$):

а — в зависимости от скорости колебаний; б — при гармонических колебаниях

ется постоянным, а все время изменяется, не поддается регулированию и ухудшает плавность хода. Поэтому в современных автомобилях, прежде всего в легковых и автобусах, стремятся устранить сухое трение. Чем больше вклад амортизаторов в гашение колебаний, тем легче добиться желаемого характера затухания колебаний и необходимой плавности хода автомобиля.

Кроме того, сопротивление, создаваемое гидравлическим амортизатором, является параметром, который может легко меняться в более широком диапазоне, чем другие колебательные параметры автомобиля.

Эффективное гашение колебаний кузова и колес автомобиля зависит от силы сопротивления, создаваемой гидравлическим амортизатором при работе:

$$P_a = kv_n^n,$$

где k — коэффициент сопротивления амортизатора; v_n — скорость перемещения поршня амортизатора; n — показатель степени.

Сила сопротивления P_a амортизатора при его работе пропорциональна скорости v_n перемещения поршня в некоторой степени n , а коэффициент сопротивления k определяет темп нарастания сопротивления.

Показатель степени n зависит от конструкции клапанов амортизатора и вязкости амортизаторной жидкости (масла) и может быть меньше, больше или равен единице. Этот показатель определяет характеристику гидравлического амортизатора.

Характеристикой амортизатора называется зависимость его силы сопротивления от скорости перемещения поршня при ходах сжатия и отдачи.

Характеристика амортизатора может быть: регрессивной ($n < 1$, рис. 10.9, *а*), прогрессивной ($n > 1$, рис. 10.9, *б*) и линейной ($n = 1$, рис. 10.9, *в*). На автомобилях применяются гидравлические амортизаторы с линейной и квадратичной характеристиками. Квадратичная характеристика амортизатора является наиболее прогрессивной. Амортизаторы с квадратичной характеристикой обеспечивают самое эффективное гашение колебаний кузова и колес автомобиля.

Амортизаторы с линейной характеристикой широко применяются на автомобилях. При движении автомобиля, когда колеса и кузова автомобиля перемещаются навстречу друг другу или в разные стороны, т. е. при ходах сжатия и отдачи, амортизатор создает различные сопротивления. В зависимости от соотношения между коэффициентами сопротивления при ходах сжатия $k_{сж}$ и отдачи k_o , амортизаторы могут иметь симметричную или несимметричную характеристику. У амортизаторов с симметричной характеристикой коэффициенты сопротивления при ходах сжатия и отдачи

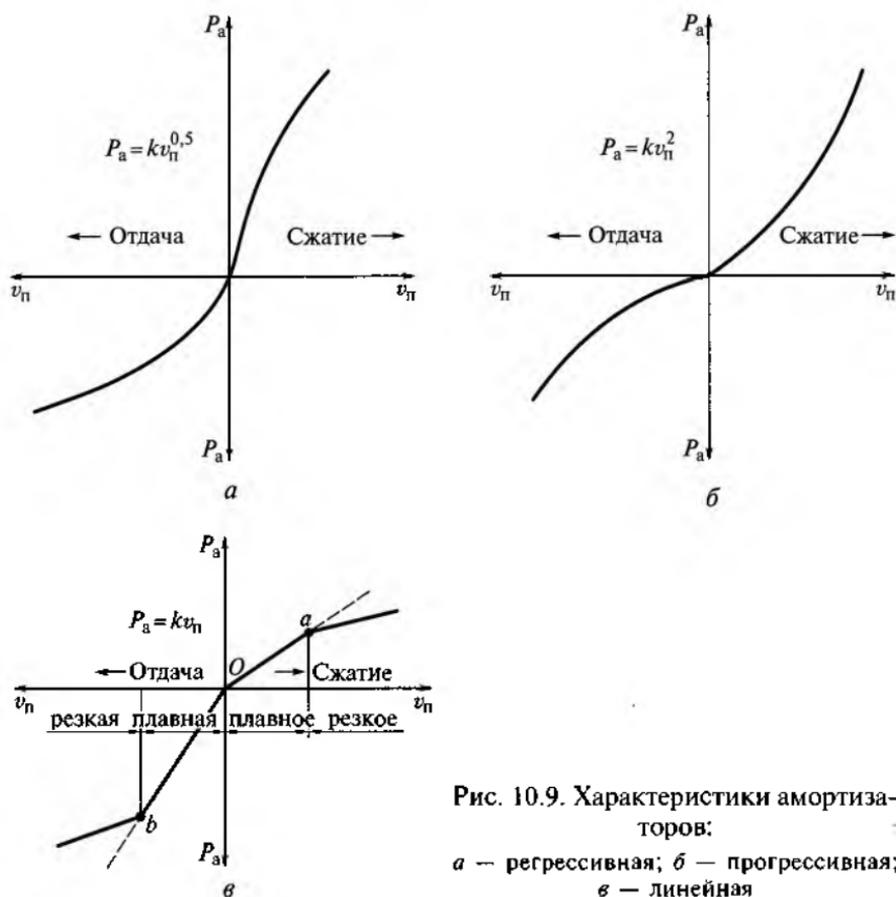


Рис. 10.9. Характеристики амортизаторов:
a — регрессивная; *б* — прогрессивная;
в — линейная

равны ($k_{сж} = k_o$), а у амортизаторов с несимметричной характеристикой $k_{сж} = (0,2 \dots 0,5)k_o$. Коэффициент сопротивления амортизатора при ходе сжатия принимается обычно меньше коэффициента сопротивления при ходе отдачи с целью уменьшения усилий, передающихся через амортизатор от колес к кузову при движении автомобиля по неровной дороге.

На рис. 10.9, *в* представлена линейная несимметричная характеристика гидравлического амортизатора с разгрузочными клапанами (сжатия и отдачи). Из рисунка видно, что при плавном сжатии сила сопротивления амортизатора возрастает медленнее, чем при плавной отдаче ($Oa < Ob$). При резком сжатии открывается клапан сжатия (точка *a*), а при резкой отдаче — клапан отдачи (точка *b*). Клапаны сжатия и отдачи разгружают амортизатор и подвеску автомобиля от больших усилий, возникающих при высокочастотных колебаниях и ударах во время движения по неровной дороге. Кроме того, эти клапаны ограничивают увеличение

сопротивления амортизатора в случае возрастания вязкости амортизаторной жидкости при низких температурах воздуха.

Коэффициент сопротивления амортизатора не может полностью характеризовать эффективность гашения колебаний в подвеске автомобиля. Так, один и тот же амортизатор в подвесках разных автомобилей с неодинаковыми поддрессоренными массами обеспечивает различный эффект гашения колебаний.

Более полную характеристику эффективности гашения колебаний в подвеске дает коэффициент сопротивления подвески, учитывающий поддрессоренную массу автомобиля:

$$h_n = \frac{k}{M}.$$

Однако наилучшую характеристику эффективного гашения колебаний кузова и колес автомобиля дает относительный коэффициент затухания подвески:

$$\psi_n = \frac{h_n}{\omega} = \frac{k}{\sqrt{c_n M}},$$

где ω — собственная частота колебаний поддрессоренной массы; c_n — жесткость подвески.

При относительном коэффициенте затухания $\psi_n = 0,15 \dots 0,30$ обеспечивается эффективное гашение колебаний кузова и колес, а также высокая плавность хода автомобиля.

От эффективности гашения колебаний в подвеске также зависят тягово-скоростные свойства, устойчивость и безопасность движения автомобиля. Кроме того, скорость затухания колебаний существенно влияет на срок службы механизмов трансмиссии, упругих устройств подвески и шин, на изнашивание дорог, особенно щебенчатых, грунтовых и им подобных, имеющих недостаточно твердое поверхностное покрытие.

Кинематика управляемых колес. При движении автомобиля по неровностям дороги происходит изменение положения колес по отношению к кузову и поверхности дороги вследствие упругой связи колес с кузовом и наличия упругих устройств в подвеске.

В этом случае подвеска должна обеспечивать правильную кинематику управляемых колес при их вертикальных перемещениях (колебаниях), т.е. перемещение колес без изменения колеи с сохранением требуемых углов их установки.

Кинематика передних управляемых колес считается правильной, если угол α наклона колеса при максимальном его подъеме не превышает $5 \dots 6^\circ$, а изменение колеи ΔB компенсируется упругостью шины колеса. Эластичные шины легковых автомобилей допускают изменение колеи до $4 \dots 5$ мм на каждом колесе без бокового проскальзывания колес по поверхности дороги.

При правильной кинематике колес предотвращается нарушение управляемости и устойчивости автомобиля, а также обеспечиваются наилучшая стабилизация управляемых колес и наименьшее изнашивание шин.

Правильная кинематика колес определяется типом подвески и ее направляющим устройством. От направляющего устройства подвески зависят изменение колеи и стабилизация управляемых колес, правильная кинематика рулевого привода (независимость вертикальных перемещений управляемых колес и их поворота вокруг шкворней) и боковой крен кузова.

При зависимой подвеске (рис. 10.10, а) правильную кинематику управляемых колес невозможно обеспечить полностью. При наезде колес на дорожную неровность их колея не остается постоянной, а изменяется, что может вызвать нарушение условий качения колес (боковое скольжение).

В этом случае также происходит перекося переднего моста автомобиля. Управляемые колеса наклоняются и изменяется положение оси их вращения, что приводит к возникновению гироскопического момента $M_{гх}$, который действует в горизонтальной плоскости и поворачивает управляемые колеса вокруг шкворней. Поворот колес вокруг шкворней вызывает возникновение другого гироскопического момента $M_{гз}$, который действует в вертикальной плоскости и стремится увеличить перекося переднего моста и наклон управляемых колес.

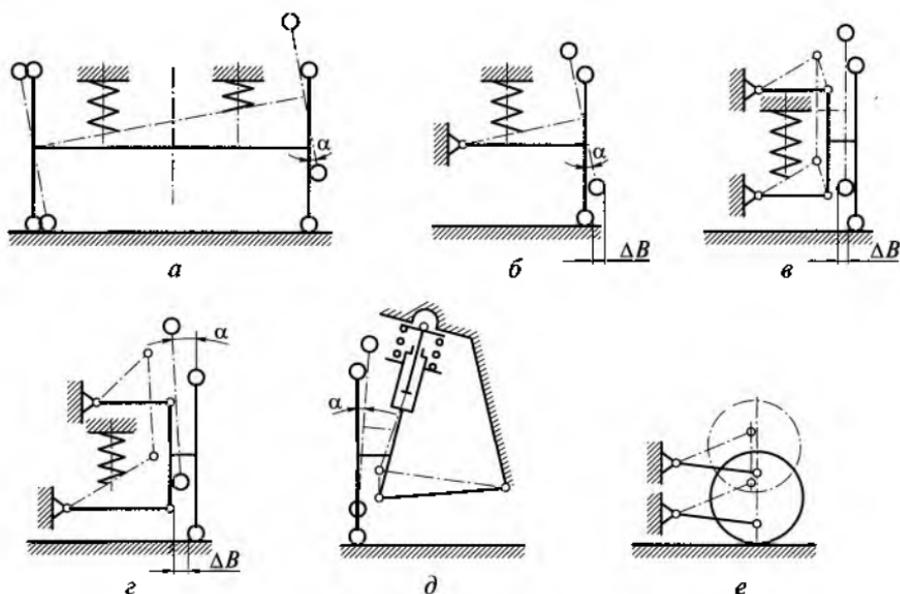


Рис. 10.10. Кинематические схемы подвесок:

а — зависимая подвеска; б—е — независимые подвески

Переко́с моста вызывает колебания (влияние) управляемых колес вокруг шкворней, а колеса в свою очередь увеличивают переко́с моста. Следовательно, обе колебательные системы связаны между собой и влияют друг на друга. Возникающие в этом случае колебания управляемых колес вокруг шкворней непрерывно повторяются (самовозбуждаются), являются устойчивыми и наиболее опасными. Эти колебания могут привести к потере управляемости и нарушению безопасности движения автомобиля.

Колебания управляемых колес вокруг шкворней совершаются с высокой и низкой частотами. Колебания высокой частоты (более 10 Гц с амплитудой не более 1,5... 2 мм) происходят в пределах упругости шин и рулевого привода. Они не передаются водителю и не нарушают управляемость автомобиля, так как поглощаются в рулевом управлении. Однако высокочастотные колебания вызывают дополнительное изнашивание шин и деталей рулевого привода, повышают сопротивление движению автомобиля и увеличивают расход топлива.

Колебания низкой частоты (менее 1 Гц с амплитудой 2... 3 мм) вызывают нарушение управляемости и безопасности движения автомобиля. Для их устранения необходимо снижать скорость движения автомобиля.

Полностью устранить колебания управляемых колес вокруг шкворней невозможно. Их можно только уменьшить. Это достигается снижением скорости движения и применением независимой подвески управляемых колес, при которой уменьшается гироскопическая связь между колесами.

Независимые подвески обеспечивают правильную кинематику управляемых колес автомобиля. Однако правильная кинематика достигается не при всех типах направляющих устройств подвески.

При однорычажной независимой подвеске (рис. 10.10, б) вертикальные перемещения колеса сопровождаются изменением колеи ΔB и угла α наклона колеса, что вызывает возникновение гироскопических моментов, которые действуют в вертикальной и горизонтальной плоскостях и возбуждают поперечные колебания управляемого колеса вокруг шкворня.

Для устранения поперечных колебаний управляемых колес независимые подвески выполняют с направляющими устройствами на двух поперечных рычагах. При таких независимых подвесках изменение углов установки управляемых колес и шкворней минимально при вертикальных колебаниях колес.

Двухрычажные независимые подвески могут быть с рычагами одинаковой длины (рис. 10.10, в) или разной длины (рис. 10.10, г). При первом типе подвески колесо перемещается параллельно плоскости своего вращения и угловое перемещение колеса отсутствует, что исключает возникновение гироскопического момента и склонность колеса к колебаниям вокруг шкворня. Однако при

этом происходит значительное изменение колеи передних управляемых колес, что может вызвать их боковое проскальзывание и, как следствие, изнашивание шин и ухудшение устойчивости автомобиля. При втором типе подвески плоскость вращения колеса при изменении его положения наклоняется на некоторый угол α , при котором гироскопическая связь между управляемыми колесами существенно уменьшается, а изменение колеи компенсируется упругостью шин.

Наилучшую кинематику управляемых колес обеспечивает рычажно-телескопическая подвеска (рис. 10.10, д). При вертикальных перемещениях колея управляемых колес изменяется незначительно вследствие поперечного и продольного наклона оси их поворота. При такой подвеске устраняется склонность колес к поперечным колебаниям (вилянию) относительно осей их поворота, так как при вертикальных колебаниях колес практически исключается возможность возникновения гироскопического момента. Рычажно-телескопическая независимая подвеска обеспечивает небольшое изнашивание шин и хорошую устойчивость автомобиля при движении, а также при торможении на скользкой дороге. Эта подвеска обеспечивает высокую безопасность движения за счет отрицательного плеча обката, так как точка пересечения оси поворота колеса находится с внешней стороны относительно центра площади контакта шины с дорогой.

Независимая подвеска на двух продольных рычагах (рис. 10.10, е) при вертикальных перемещениях колес обеспечивает их постоянную колею, но жесткость конструкции подвески, особенно боковая, недостаточна.

Минимальная масса. Масса подвески оказывает большое влияние на плавность хода, так как от нее зависит масса неподрессоренных частей автомобиля. При движении автомобиля по неровностям дороги неподрессоренные части автомобиля (мосты, колеса) совершают колебания с высокой частотой 350...600 мин⁻¹. Поэтому минимизация массы неподрессоренных частей и подвески имеет существенное значение.

Масса передней и задней подвесок составляет соответственно 1,5...3,5 % и 5,5...8 % от сухой массы шасси грузовых автомобилей. Масса задней зависимой подвески легковых автомобилей может составлять 2,5...3,5 % от сухой массы автомобиля. Уменьшение массы подвески приводит к уменьшению массы неподрессоренных частей автомобиля, снижению динамических (инерционных) нагрузок на саму подвеску, на несущую систему автомобиля и на дорогу. В результате повышается плавность хода автомобиля, его надежность и увеличивается срок службы подвески, автомобиля и дороги. Так как масса колес не зависит от типа подвески, изменение массы неподрессоренных частей возможно в основном за счет направляющего устройства подвески.

Значительное уменьшение массы не-поддрессоренных частей достигается при независимой подвеске, так как тяжелые балки мостов, соединяющих колеса при зависимой подвеске (см. рис. 10.10, *а*), в этом случае заменяются легкими рычагами.

Однорычажная независимая подвеска (см. рис. 10.10, *б*) имеет небольшую массу. Масса независимой подвески на двух поперечных рычагах (см. рис. 10.10, *в*, *г*) значительно больше, чем масса однорычажной подвески. Минимальную массу имеет рычажно-телескопическая независимая подвеска (см. рис. 10.10, *д*), в которой телескопическая стойка одновременно выполняет функции направляющего и гасящего устройств. В результате упрощается конструкция и снижается масса подвески по сравнению с другими типами независимых подвесок.

Тип упругого устройства подвески также влияет на неподдрессоренные массы. Наибольшую массу из всех упругих устройств подвески имеют листовые рессоры, которые применяются в зависимых подвесках, а наименьшую массу — торсионы. К массе неподдрессоренных частей автомобиля относят 75 % массы листовой рессоры и 33 % массы спиральной пружины. Массу торсиона относят к поддрессоренным частям автомобиля. Соответственно, наибольшую массу имеют зависимые рессорные подвески, а наименьшую — торсионные подвески (рис. 10.11).

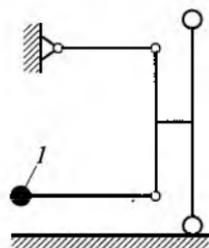


Рис. 10.11. Кинематическая схема торсионной подвески:
1 — торсион

10.3. Конструкция подвесок

На рис. 10.12 представлена передняя подвеска легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости. Подвеска независимая, пружинная, с гидравлическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости.

Направляющим устройством подвески являются нижние 23 и верхние 14 рычаги, упругим устройством — витые цилиндрические пружины 26, гасящим — телескопические гидравлические амортизаторы 31 двухстороннего действия, а стабилизатором поперечной устойчивости — упругий П-образный стержень 34. Передняя подвеска смонтирована на поперечине 20, прикрепленной к кузову автомобиля. Между поперечиной и кузовом установлены растяжки 36, которые при движении автомобиля воспринимают продольные силы и их моменты, передаваемые от передних колес на поперечину. Верхние 14 и нижние 23 рычаги подвески

подвески установлена между нижней опорной чашкой 25, прикрепленной к нижнему рычагу, и верхней опорной чашкой 18, соединенной с опорой 17, которая связана с поперечиной подвески. Между концами пружины и опорными чашками установлены виброшумоизолирующие прокладки 19. Амортизатор 31 нижним концом прикреплен к кронштейну опорной чашки 25 с помощью резинометаллического шарнира. Верхний конец амортизатора крепится к кронштейну 38 через резиновые подушки 37. Ход колеса вверх ограничивается буфером сжатия 27, который закреплен на опоре 28, установленной внутри пружины подвески. При статической нагрузке буфер сжатия касается нижней опорной чашки 25 пружины, что обеспечивает его постоянную работу. Упор 29 ограничивает сжатие буфера 27. Ход колеса вниз ограничивается буфером отдачи 13, который установлен в кронштейне 12, соединенном с поперечиной 20 и опорой 17. При ходе колеса вниз буфер отдачи упирается в специальную опорную площадку верхнего рычага 14. Стабилизатор поперечной устойчивости представляет собой упругое устройство торсионного типа, установленное поперек автомобиля. Стержень 34 стабилизатора имеет П-образную форму и круглое сечение, изготовлен из рессорно-пружинной стали. Средняя часть стержня стабилизатора и его концы крепятся в резиновых опорах 33 обоймами 32 соответственно к кузову автомобиля и кронштейнам опорных чашек 25 нижних рычагов подвески. При боковых кренах и поперечных угловых колебаниях кузова концы стержня стабилизатора перемещаются один вверх, а другой вниз. При этом средняя часть стержня закручивается, уменьшая тем самым крен и поперечное раскачивание кузова автомобиля. Подвеска обеспечивает ход колеса вверх (ход сжатия) 80 мм и ход колеса вниз (ход отдачи) 75 мм.

Передняя подвеска легковых автомобилей ВАЗ представлена на рис. 10.13. Верхние 8 и нижние 20 рычаги подвески установлены поперек автомобиля и имеют продольные оси качания. Ось 19 нижнего рычага прикреплена к штампованной из листовой стали поперечине передней подвески, а ось 14 верхнего рычага — к верхней опоре, связанной с кузовом автомобиля. Для соединения рычагов подвески с их осями используются резинометаллические шарниры, а для соединения с поворотным кулаком 4 — неразборные шаровые шарниры 9 и 25. Витая цилиндрическая пружина 21 подвески установлена между нижней 24 и верхней 13 опорными чашками, которые связаны соответственно с нижним рычагом подвески и верхней опорой на кузове. Между верхней опорой и верхней опорной чашкой пружины установлена виброшумозащитная прокладка. Гидравлический телескопический амортизатор 22 размещен внутри пружины подвески. Его верхний конец крепится к опорному стакану 11 через резиновые подушки 12, а нижний — к кронштейну 23 нижнего рычага подвески с помо-

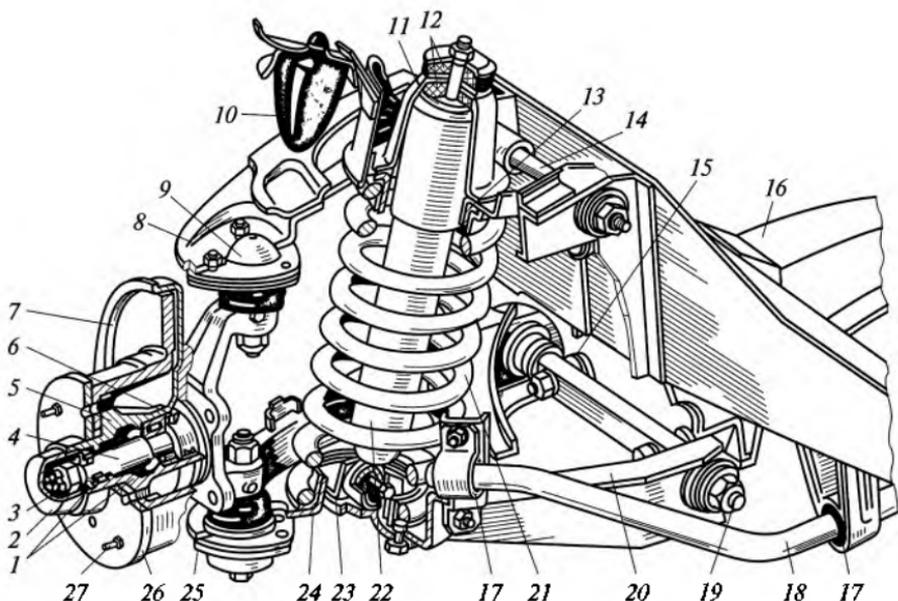


Рис. 10.13. Передняя подвеска легковых автомобилей ВАЗ:

1 — подшипники ступицы колеса; 2 — декоративный колпак; 3 — регулировочная гайка; 4 — поворотный кулак; 5 — ступица колеса; 6 — манжета; 7 — тормозной диск; 8 — верхний рычаг; 9, 25 — шаровые шарниры; 10 — буфер сжатия; 11 — опорный стакан; 12 — подушка амортизатора; 13, 24 — опорные чашки пружины; 14, 19 — оси рычагов подвески; 15 — регулировочные шайбы; 16 — поперечина подвески; 17 — опора стабилизатора; 18 — стержень стабилизатора; 20 — нижний рычаг; 21 — пружина; 22 — амортизатор; 23 — кронштейн; 26 — поджимное кольцо; 27 — направляющий штифт

стью резинометаллического шарнира. Ход колеса вверх ограничивается буфером сжатия 10, установленным в кронштейне на кузове автомобиля. При ходе колеса вверх буфер упирается в специальную опорную площадку верхнего рычага подвески. Ход колеса вниз ограничивается буфером отдачи, который установлен внутри гидравлического амортизатора на его штоке. Стабилизатор поперечной устойчивости — торсионного типа. Стержень 18 стабилизатора крепится с помощью резиновых опор 17 средней частью к кузову автомобиля, а концами — к нижним рычагам подвески. Подвеска обеспечивает ход колес вверх 95 мм и ход колес вниз 65 мм.

Передняя подвеска переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 10.14) — независимая, телескопическая, с амортизаторными стойками и стабилизатором поперечной устойчивости. Амортизаторная (телескопическая) стойка 9 нижним концом соединена с поворотным кулаком 13 при помощи штампованного клеммового кронштейна 12 и двух болтов. Верхний болт 11 с эк-

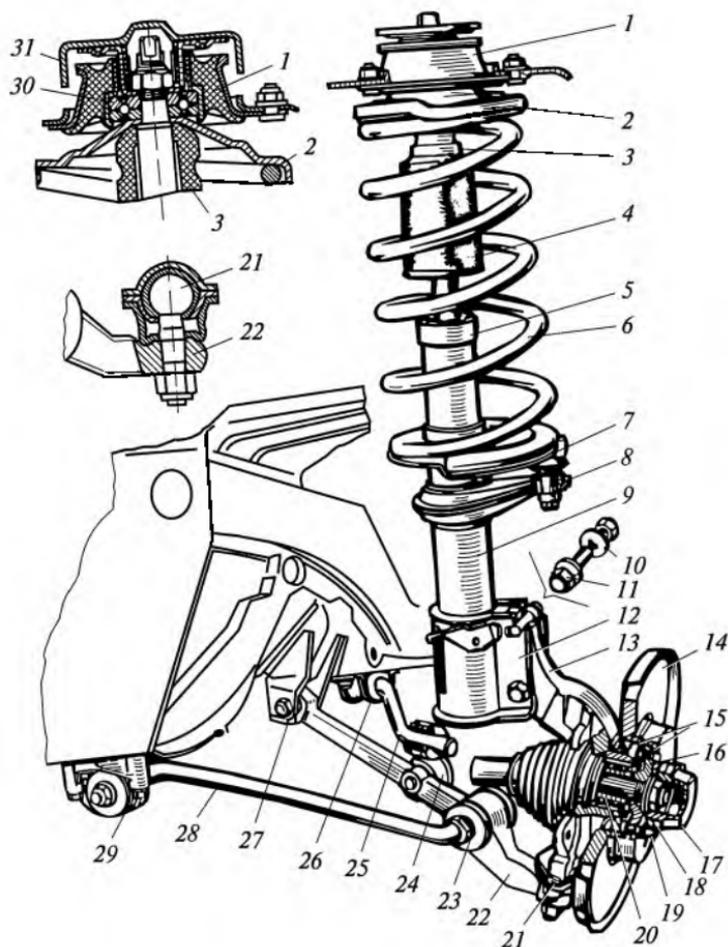


Рис. 10.14. Передняя подвеска переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1, 2, 5, 7, 26 — опоры; 3 — буфер; 4 — кожух; 6 — пружина; 8, 22 — рычаги; 9, 24 — стойки; 10 — шайба; 11 — регулировочный болт; 12, 27, 29 — кронштейны; 13 — кулак; 14 — тормозной диск; 15 — кольцо; 16 — ступица; 17, 31 — колпаки; 18 — хвостовик; 19 — штифт; 20, 30 — подшипники; 21 — шарнир; 23 — регулировочные шайбы; 25 — стабилизатор; 28 — растяжка

сцентриковой шайбой 10 является регулировочным. С его помощью регулируется развал переднего колеса, так как при повороте болта изменяется положение поворотного кулака относительно амортизаторной стойки. Верхний конец стойки 9 через резиновую опору 1 связан с кузовом. В опору вмонтирован шариковый подшипник 30, и она защищена от загрязнения пластмассовым колпаком 31. Высокая эластичность резиновой опоры обеспечивает качение стойки при перемещении колеса и гашение высокочастотных виб-

раций, а шариковый подшипник — вращение стойки при повороте управляемых колес. Нижний поперечный рычаг 22 подвески соединен с поворотным кулаком 13 шаровым шарниром 21, а с кронштейном 27 кузова резинометаллическим шарниром. Растяжка 28 нижнего рычага подвески через резинометаллические шарниры одним концом связана с рычагом 22, а другим концом — с кронштейном, прикрепленным к кузову автомобиля. Шайбы 23 служат для регулировки продольного наклона оси поворота управляемых колес. Стержень стабилизатора 25 поперечной устойчивости крепится к кузову автомобиля с помощью резиновых опор 26, а к нижнему рычагу подвески через стойки 24 с резинометаллическими шарнирами. Концы стержня стабилизатора одновременно выполняют функции дополнительных растяжек нижних рычагов подвески, которые, как и растяжки 28, воспринимают продольные силы и их моменты, передаваемые от передних колес на кузов. Телескопическая стойка 9 является одновременно гидравлическим амортизатором. На ней установлены витая цилиндрическая пружина 6 между опорами 2 и 7, а также буфер сжатия 3, ограничивающий ход колеса вверх. При ходе колеса вверх буфер упирается в специальную опору 5, находящуюся в верхней части стойки. Буфер сжатия соединен с защитным кожухом 4, который предохраняет шток амортизаторной стойки от загрязнения и механических повреждений. Со стойкой связан поворотный рычаг 8 рулевого привода автомобиля. Ход колеса вниз ограничивается гидравлическим буфером отдачи, который находится внутри амортизаторной стойки.

Передняя независимая подвеска легкового автомобиля малого класса (рис. 10.15) выполнена на продольных рычагах, обеспечивающих перемещение колеса в продольной плоскости. Основными упругими устройствами являются поперечные пластинчатые торсионы 11, а дополнительными — спиральные пружины 4, установленные на амортизаторах 3.

Верхний 6 и нижний 8 рычаги подвески — кованые, установлены на концах торсионов и закреплены стяжными болтами. Эти рычаги соединяются со стойкой 7 подвески, выполненной совместно с поворотной цапфой, через шаровые шарниры. При перемещении колеса и скручивании торсионов рычаги качаются на металлокерамических втулках 10, которые запрессованы в трубчатые кожухи 14. Для удержания смазки и предохранения торсионов от загрязнения установлены резиновые уплотнительные кольца 15, а на рычаги и кожухи надеты резиновые защитные чехлы 9. Амортизатор 3 установлен между верхним рычагом подвески и кузовом автомобиля. Его нижний конец крепится посредством резинометаллического шарнира, а верхний — на резиновых подушках 2. На амортизаторе установлена витая цилиндрическая пружина. Применение дополнительных пружин в подвеске позволяет уменьшить

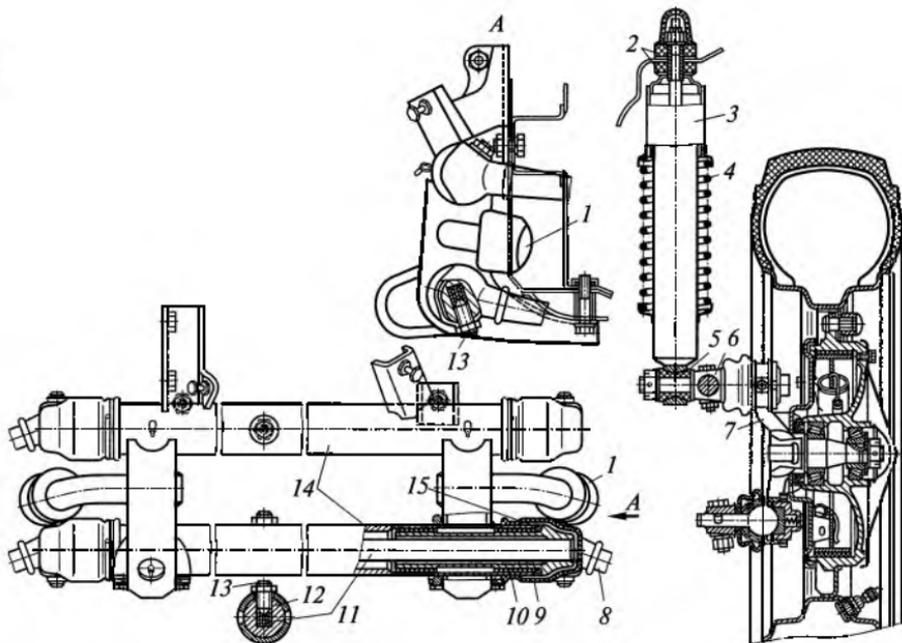


Рис. 10.15. Передняя подвеска легкового автомобиля малого класса:

1 — буфер; 2 — подушка амортизатора; 3 — амортизатор; 4 — дополнительная пружина; 5 — втулка амортизатора; 6 — верхний рычаг; 7 — поворотная стойка; 8 — нижний рычаг; 9 — защитный чехол; 10 — втулка рычага; 11 — торсион; 12 — втулка торсиона; 13 — болт крепления торсиона; 14 — кожух торсиона; 15 — уплотнительное кольцо

жесткость и массу торсионов и увеличить срок их службы. Ход колеса вверх и вниз ограничивается резиновым буфером 1, закрепленным на кронштейне между верхним и нижним рычагами подвески.

На рис. 10.16 показана задняя подвеска легковых автомобилей ВАЗ.

Подвеска зависимая, пружинная, с гидравлическими амортизаторами. Задние колеса автомобиля связаны между собой балкой заднего моста.

Направляющим устройством задней подвески являются продольные нижние 3 и верхние 17, а также поперечная 20 штанги, упругим устройством — витые цилиндрические пружины 9, гасящим устройством — телескопические гидравлические амортизаторы 21 двухстороннего действия. Задний мост 2 соединен с кузовом автомобиля с помощью четырех продольных 3 и 17 и одной поперечной 20 штанг. Штанги 3 и 20 — стальные трубчатые, а штанги 17 — сплошные, круглого сечения. Концы всех штанг, кроме передних концов верхних продольных штанг 17, закрепле-

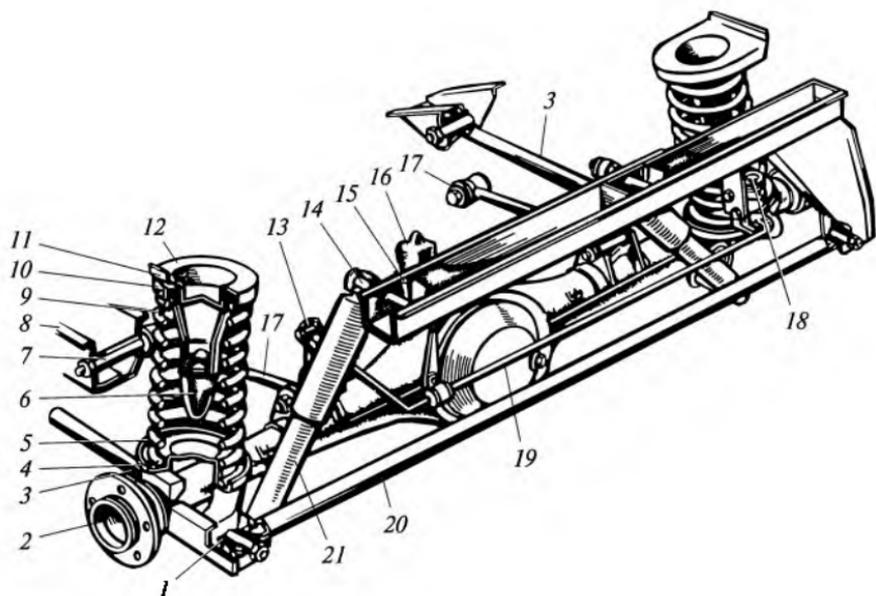


Рис. 10.16. Задняя подвеска легковых автомобилей ВАЗ:

1 — шарнир; 2 — задний мост; 3, 17, 20 — штанги; 4, 11 — прокладки; 5, 10, 12 — чашки; 6, 16 — буфера; 7, 14 — пальцы; 8 — кронштейн; 9 — пружина; 13 — тяга; 15 — поперечина; 18 — регулятор; 19 — торсион; 21 — амортизатор

ны в кронштейнах на кузове автомобиля и балке заднего моста. Передние концы штанг 17 закреплены консольно на пальцах 7 на кронштейнах 8. Для крепления всех штанг применены резинометаллические шарниры 1, обеспечивающие бесшумную работу задней подвески и не требующие смазывания при эксплуатации. Пружины 9 подвески установлены между нижними опорными чашками 5, приваренными к балке заднего моста, и верхними опорными чашками 10 и 12, связанными с кузовом автомобиля. Между концами пружин и опорными чашками установлены виброшумоизолирующие прокладки 4 и 11. Амортизаторы 21 верхними концами крепятся консольно на пальцах 14 к поперечине 15 кузова автомобиля, а нижними концами — к балке заднего моста. Для крепления амортизаторов применяют резинометаллические шарниры. Ход колес вверх ограничивается буферами сжатия 6, которые закреплены на опорах, установленных внутри пружин подвески. Дополнительный буфер 16, закрепленный на кронштейне кузова, при ходе колес вверх ограничивает ход передней части картера заднего моста, исключая при этом касание картером моста и карданным валом пола кузова. Ход колес вниз ограничивается амортизаторами, которые уменьшают перемещение заднего моста при движении его вниз. Ход колес вверх (ход сжатия), обес-

печиваемый задней подвеской, составляет 100 мм, а ход колес вниз (ход отдачи) — 125 мм.

Задняя подвеска переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 10.17) — независимая, пружинная, с гидравлическими амортизаторами. Задние колеса автомобиля связаны между собой сварной балкой, состоящей из двух продольных рычагов 2 и соединителя 12, имеющего U-образное сечение. Соединитель обладает большой жесткостью на изгиб и малой на скручивание, благодаря чему обеспечивается независимость перемещения задних колес автомобиля. Продольный рычаг 2 задней подвески выполнен трубчатым. Передним концом через резинометаллический шарнир 3 он крепится к кронштейну кузова автомобиля. К заднему концу рычага приварены кронштейн 14 амортизатора и фланец 21 для крепления оси 15 ступицы заднего колеса и тормозного щита 19. Амортизатор 13 верхним концом через резиновые подушки 7 крепится к верхней опоре 5 пружины, связанной с кузовом, а нижним концом через резинометаллический шарнир 22 к нижнему рычагу подвески. На амортизаторе установлены пружина 9 между нижней опорной чашкой 11 и верхней опорой 5, а также буфер сжатия 8. Под верхний конец пружины подвески установлена виброшумоизолирующая резиновая прокладка 6. Буфер сжатия ограничивает ход колеса вверх, упираясь в специальную опору, размещенную на верхней части резервуара амортизатора.

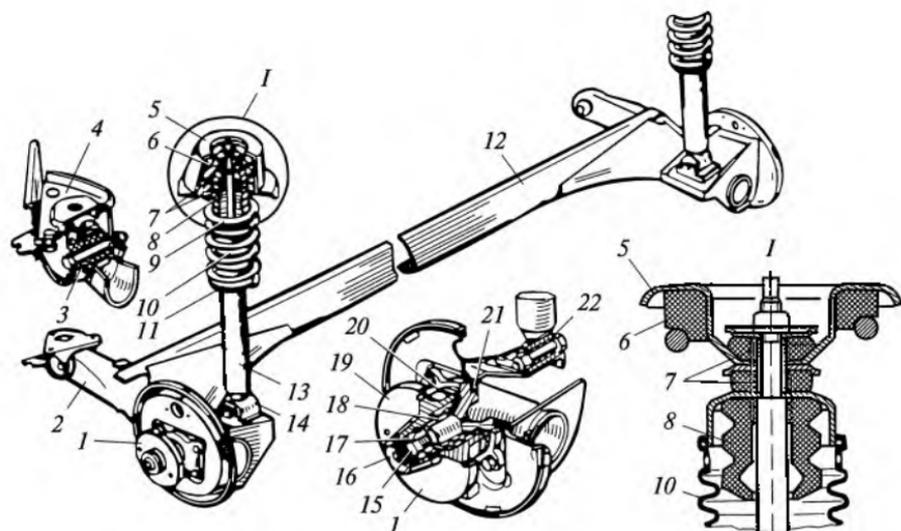


Рис. 10.17. Задняя подвеска переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1 — ступица; 2 — рычаг; 3, 22 — шарниры; 4, 14 — кронштейны; 5 — опора; 6 — прокладка; 7 — подушка; 8 — буфер; 9 — пружина; 10 — кожух; 11 — опорная чашка; 12 — соединитель; 13 — амортизатор; 15 — ось; 16 — колпак; 17 — гайка; 18 — подшипник; 19 — щит; 20 — кольцо; 21 — фланец

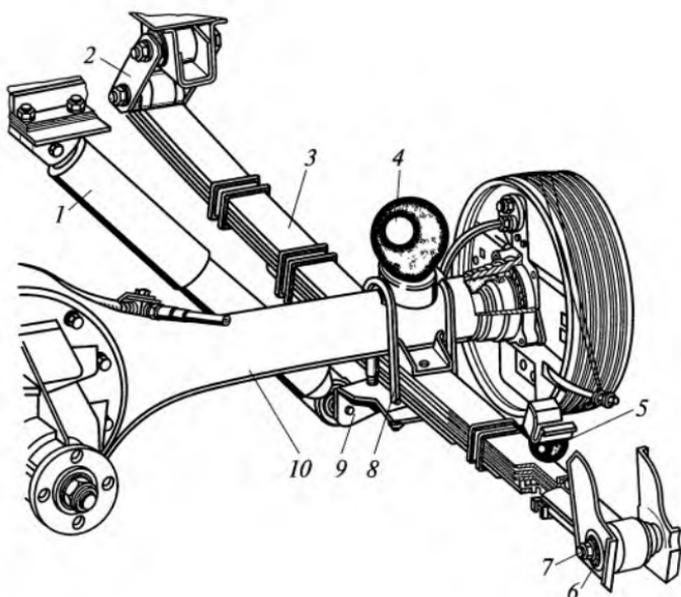


Рис. 10.18. Задняя подвеска легкового автомобиля малого класса:

1 — амортизатор; 2 — серьга; 3 — рессора; 4, 5 — буфера; 6 — втулка; 7 — палец; 8 — стремянка; 9 — накладка; 10 — балка

Защитный кожух 10 предохраняет шток амортизатора и буфер сжатия от механических повреждений и загрязнения. Ход колес вниз ограничивается амортизаторами, которые уменьшают перемещение балки задних колес при движении ее вниз.

На рис. 10.18 показана задняя подвеска легкового автомобиля малого класса. Подвеска — зависимая, рессорная, с гидравлическими амортизаторами.

Подвеска выполнена на двух продольных полуэллиптических рессорах, работающих совместно с гидравлическими телескопическими амортизаторами.

Передний конец каждой рессоры 3 крепится к кузову автомобиля неподвижно, а задний — подвижно при помощи серьги 2. Для крепления концов рессоры используются резинометаллические шарниры, состоящие из металлических пальцев 7 и резиновых втулок 6. Резинометаллические шарниры являются шумовиброизолирующими, смягчают толчки и удары, повышают плавность хода автомобиля и не нуждаются в смазывании.

Средняя часть рессоры с помощью стремянок 8 и накладки 9 прикреплена к балке 10 заднего моста снизу для понижения центра тяжести автомобиля и повышения его устойчивости.

Такое крепление рессор к кузову и балке моста обеспечивает передачу толкающей силы от ведущего моста на кузов, необходимой для движения автомобиля, и исключает поломки рессор при

их прогибах во время движения по неровной дороге. Гашение колебаний в подвеске осуществляют гидравлические амортизаторы 1, которые с помощью резинометаллических шарниров крепятся к рессорным накладкам 9 и кузову автомобиля.

Для предупреждения скрипа и уменьшения трения на концах рессор между листами устанавливают пластмассовые шайбы.

Ход задних колес вверх ограничивается резиновыми буферами сжатия 4, которые выполнены пустотелыми и установлены на балке моста. Дополнительные резиновые буфера сжатия 5 установлены на кузове, вступают в работу и увеличивают жесткость подвески при возрастании нагрузки на подвеску.

На рис. 10.19 представлена задняя подвеска легковых автомобилей ГАЗ. Подвеска — зависимая, рессорная, с амортизаторами.

Направляющим и упругим устройствами подвески являются листовые рессоры, которые одновременно выполняют функции стабилизирующего устройства подвески. Гашение колебаний в подвеске обеспечивают гидравлические амортизаторы телескопического типа.

Рессоры 8 подвески выполнены полуэллиптическими, имеют листы прямоугольного профиля, которые стянуты центровым болтом 10 и хомутами 2 с резиновыми прокладками. Между длинными листами рессор по концам установлены полиэтиленовые про-

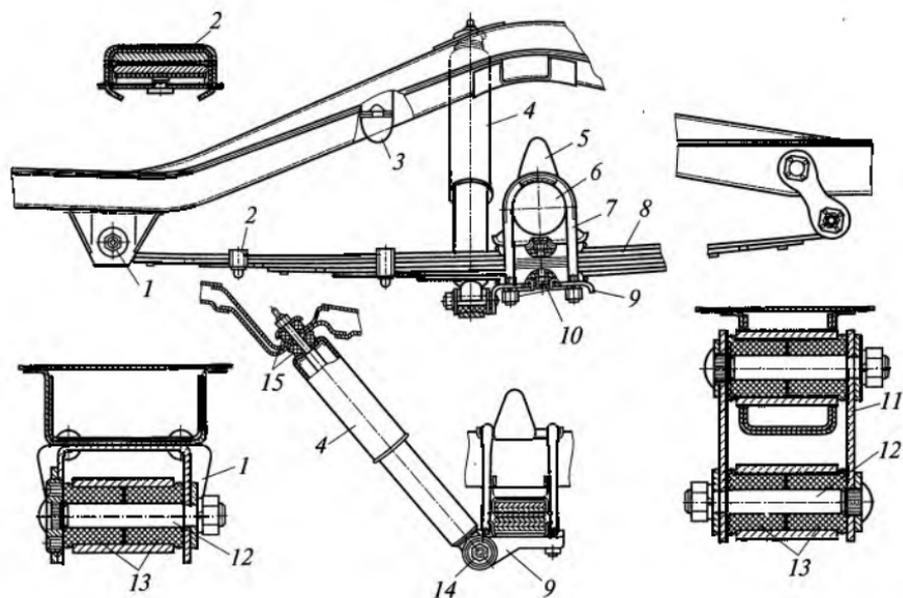


Рис. 10.19. Задняя подвеска легковых автомобилей ГАЗ:

1 — кронштейн; 2 — хомут; 3, 5 — буфера; 4 — амортизатор; 6 — мост; 7 — стремянка; 8 — рессора; 9 — накладка; 10 — болт; 11 — серьга; 12 — палец; 13 — втулки; 14 — шарнир; 15 — подушка

кладки, уменьшающие межлистовое трение и исключают скрип рессор.

Рессоры крепятся к заднему мосту 6 стремянками 7 с помощью накладок 9 с резиновыми прокладками. Для крепления концов рессор к кузову автомобиля применяются резинометаллические шарниры, которые состоят из резиновых втулок 13 и стальных пальцев 12. При этом передний конец каждой из рессор прикреплен к кузову неподвижно в кронштейне 1, а задний — подвижно на серьге 11. Гидравлические амортизаторы 4 в подвеске установлены наклонно. Нижние концы амортизаторов соединены с рессорными накладками 9 резинометаллическими шарнирами 14, а верхние концы — с кузовом при помощи резиновых подушек 15. Резиновые буфера сжатия 5 ограничивают ход задних колес вверх. Они закреплены на балке моста стремянками 7. Дополнительные буфера сжатия 3 установлены на кузове, ограничивают максимальный прогиб рессор и увеличивают жесткость подвески, что необходимо при возрастании нагрузки на подвеску.

На рис. 10.20, а показана передняя подвеска грузовых автомобилей ГАЗ. Подвеска зависимая, рессорная, с амортизаторами. Листовая рессора 7 прикреплена к балке моста двумя стремянками 8, а к раме — через резиновые опоры. Резиновые опоры закреплены в кронштейнах 1 и 4, приклепанных к раме. Кронштейны имеют крышки 6, которые позволяют монтировать и демонтировать рессоры, а также заменять резиновые опоры. Листы рессоры стянуты центровым болтом. Два коренных листа, концы которых отогнуты под углом 90° , образуют торцовую упорную поверхность. К отогнутым концам коренных листов приклепаны специальные чашки 5 и 10, увеличивающие площадь соприкосновения листов с резиновыми опорами. Передний конец рессоры неподвижный. Он закреплен в кронштейне 1 между верхней 2 и нижней 11 резиновыми опорами, а также упирается в торцовую резиновую опору 12. Задний конец рессоры подвижный, закреплен в кронштейне 4 только с помощью двух резиновых опор. При прогибе рессоры он перемещается в результате деформации этих опор. Прогиб рессоры вверх ограничивает резиновый буфер 9, установленный на ней между стремянками 8. Амортизатор 3 обеспечивает гашение колебаний кабины и передних колес автомобиля.

Задняя подвеска грузовых автомобилей ГАЗ (рис. 10.20, б) — зависимая, рессорная, без амортизаторов, выполнена на двух продольных полуэллиптических листовых рессорах с дополнительными рессорами (подрессорниками). Рессора 16 и подрессорник 15 крепятся к балке заднего моста стремянками 14 с помощью накладок 13 и 17. Концы рессоры закреплены в кронштейнах в резиновых опорах, как в передней подвеске автомобиля. Подрессорник имеет такое же устройство, как и рессора, но состоит из меньшего числа листов. Концы подрессорника не связаны с ра-

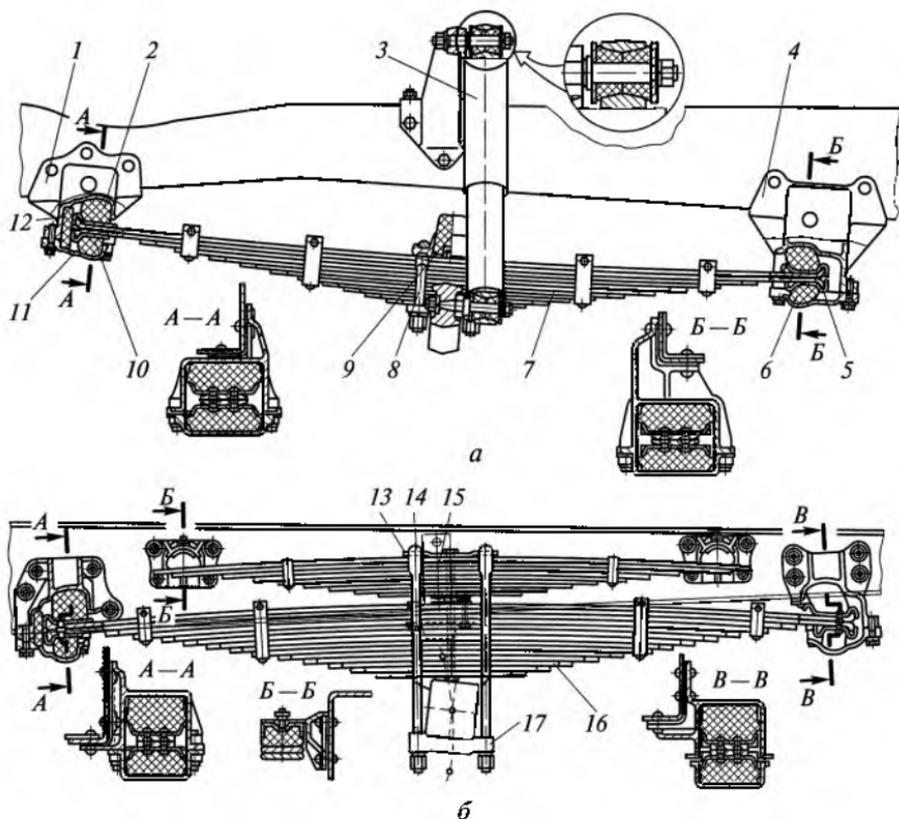
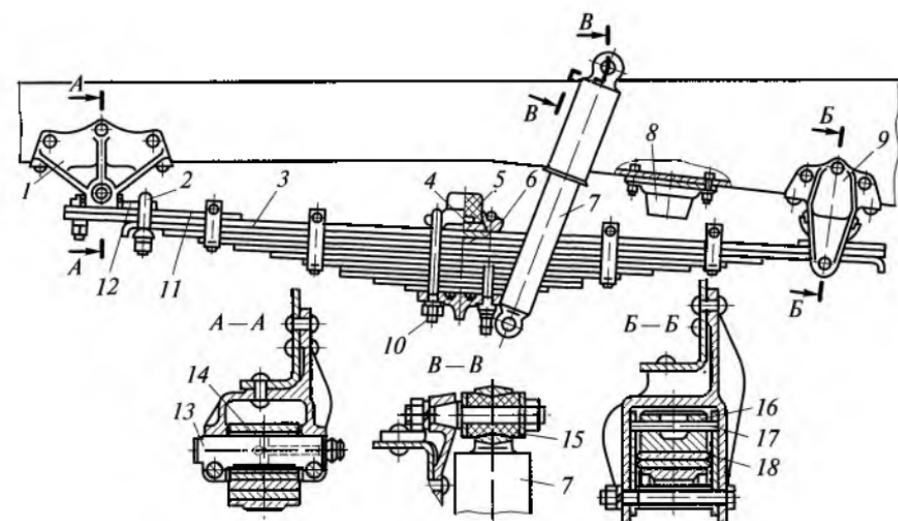


Рис. 10.20. Передняя (а) и задняя (б) подвески грузовых автомобилей ГАЗ:

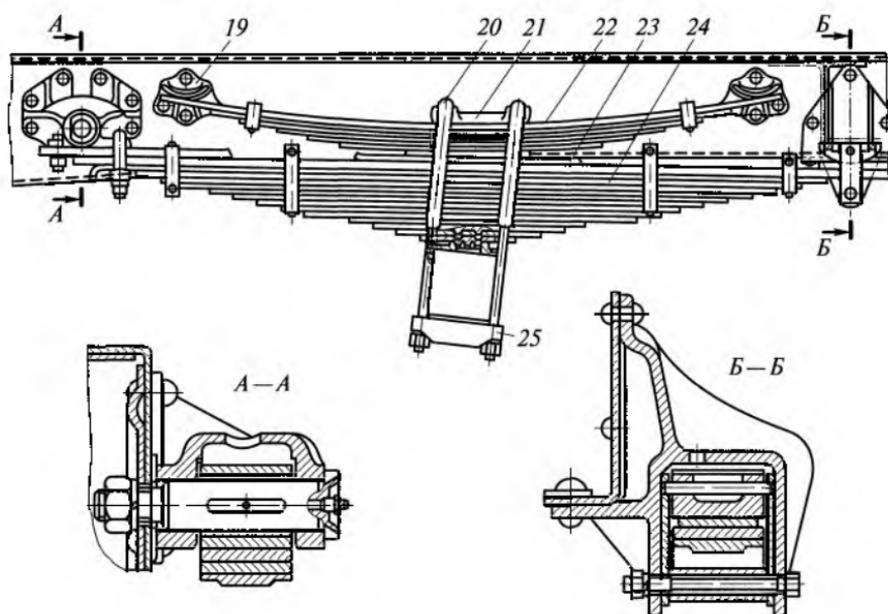
1, 4 — кронштейны; 2, 11, 12 — опоры; 3 — амортизатор; 5, 10 — чашки; 6 — крышка; 7, 16 — рессоры; 8, 14 — стремянки; 9 — буфер; 13, 17 — накладки; 15 — подрессорник

мой. При увеличении нагрузки на автомобиль подрессорник своими концами упирается в резиновые опоры 11, закрепленные в кронштейнах 12 рамы, после чего он работает совместно с рессорой. Гашение колебаний кузова и колес автомобиля в задней подвеске происходит за счет трения между листами рессор и подрессорников.

На рис. 10.21, а показана передняя подвеска грузовых автомобилей ЗИЛ. Подвеска — зависимая, рессорная, с амортизаторами. Она включает в себя две продольные полуэллиптические листовые рессоры 3 и два гидравлических амортизатора 7. Рессора прикреплена к балке моста с помощью рессорных стремянок 10 и накладок 4 и 6. Передний конец рессоры неподвижный. Он прикреплен к раме в кронштейне 1 с помощью съемного ушка 12 и гладкого шарнира, состоящего из пальца 13 и втулки 14, которая



a



б

Рис. 10.21. Передняя (а) и задняя (б) подвески грузовых автомобилей ЗИЛ:

1, 9, 19 — кронштейны; 2, 10, 20 — стремянки; 3, 24 — рессоры; 4, 6, 21, 25 — накладки; 5, 8 — буфера; 7 — амортизатор; 11 — прокладка; 12 — ушко; 13, 17 — пальцы; 14 — втулка; 15 — шарнир; 16 — сухарь; 18 — вкладыш; 22 — подрессорник; 23 — промежуточный лист

запрессована в ушко. Рессорное ушко закреплено на коренном листе рессоры на прокладке 11 двумя болтами и стремянкой 2. Задний конец рессоры скользящий, свободно установлен в кронштейне 9, приклепанном к раме, и опирается на сухарь 16. К заднему концу рессоры приклепана накладка, предохраняющая от изнашивания коренной лист. Для предохранения от изнашивания стенок кронштейна на пальце 17 сухаря установлены вкладыши 18. Взаимное положение листов в рессоре обеспечивается посредством специальных выдавок, выполненных в средней части листов. Ход переднего моста вверх ограничивается резиновыми буферами — основным 5 и дополнительным 8, установленными на рессорах и раме соответственно. Телескопические гидравлические амортизаторы 7 крепятся к раме и балке переднего моста с помощью резинометаллических шарниров 15 и обеспечивают гашение колебаний в передней подвеске автомобиля.

Задняя подвеска грузовых автомобилей ЗИЛ (рис. 10.21, б) — зависимая, рессорная, без амортизаторов, с подрессорниками. Применение подрессорников вызвано тем, что нагрузка на задний мост может меняться в значительных пределах в зависимости от массы перевозимого груза. Когда автомобиль не нагружен, работает только основная рессора. Подрессорник же начинает работать при определенной нагрузке, вследствие чего жесткость подвески резко возрастает.

Подвеска выполнена на двух продольных полуэллиптических рессорах и двух подрессорниках. Подрессорник размещен сверху основной рессоры и совместно с ней прикреплен к балке заднего моста с помощью рессорных стремянок 20 и накладок 21, 25. Между основной рессорой 24 и подрессорником 22 установлен промежуточный лист 23. Для передачи нагрузки на подрессорник к раме приклепаны кронштейны 19. В эти кронштейны упираются концы самого длинного листа подрессорника, которые выполнены плоскими. Передний конец основной рессоры неподвижный, а задний подвижный. Крепление концов рессоры к раме такое же, как и в передней подвеске автомобиля. Амортизаторы в задней подвеске отсутствуют, и гашение колебаний в ней осуществляется за счет межлистового трения в рессорах и подрессорниках.

Передняя подвеска грузовых автомобилей КамАЗ показана на рис. 10.22, а. Подвеска — зависимая, рессорная, с амортизаторами, выполнена на двух продольных полуэллиптических рессорах с двумя гидравлическими телескопическими амортизаторами. Каждая рессора 8 средней частью прикреплена к балке переднего моста стремянками 1 и накладкой 5. Между рессорой и балкой моста установлена подкладка 6 с кронштейном для крепления нижнего конца амортизатора 4. Взаимное положение листов рессоры обеспечивается специальными выдавками, выполненными в средней части листов, а положение собранной рессоры относитель-

сухарь 19. К заднему концу рессоры прикреплена накладка, предохраняющая от изнашивания коренной лист. Для предохранения от изнашивания кронштейна 17 на пальце 18 сухаря установлены вкладыши 16.

Ход переднего моста вверх ограничивают полые резиновые буфера 2 сжатия, установленные на лонжеронах рамы. Амортизаторы 4 нижними концами присоединены к кронштейнам подкладок 6, а верхними — к кронштейнам 3 рамы. Для крепления амортизаторов применяются резинометаллические шарниры.

Задняя подвеска грузовых автомобилей КамАЗ (рис. 10.22, б) — балансирная, зависимая. Основными ее частями являются две продольные полуэллиптические рессоры и шесть продольных реактивных штанг. Каждая рессора 22 прикреплена средней частью к ступице 25 накладкой 20 и двумя стремянками 21. Концы рессоры свободно установлены в опорах 23, прикрепленных к балкам среднего 32 и заднего 24 ведущих мостов. Ступица 25 установлена на изготовленной из антифрикционного материала втулке на оси 26, закрепленной в кронштейне 29, который связан с кронштейном 30 подвески, прикрепленном к лонжерону рамы. Ступица крепится на оси гайкой и защищена снаружи крышкой, а с внутренней стороны — манжетами и уплотнительными кольцами. В крышке имеется отверстие с пробкой для заливки масла.

Средний 32 и задний 24 ведущие мосты соединены каждый с рамой тремя реактивными штангами — двумя нижними 28 и верхней 31. Концы реактивных штанг закреплены в кронштейнах на раме и мостах самоподжимными шарнирами 27. Эти шарниры состоят из шаровых пальцев, внутренних и наружных вкладышей и поджимающих их пружин. Шарниры закрыты крышками, уплотнены манжетами и смазываются через масленки.

Ход среднего и заднего мостов вверх ограничивается резиновыми буферами, которые установлены на лонжеронах рамы. Гашение колебаний в подвеске происходит за счет трения между листами рессор.

На рис. 10.23 представлена задняя подвеска автобуса. Подвеска — зависимая, пневматическая, с амортизаторами. Она выполнена на четырех пневматических баллонах с реактивными штангами, четырьмя гидравлическими телескопическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости торсионного типа. Упругим устройством подвески являются двойные круглые баллоны 7, снабженные дополнительными резервуарами 3 и заполненные сжатым воздухом. Баллоны установлены попарно с каждой стороны между кузовом автобуса и специальными кронштейнами 8, закрепленными на балке заднего моста. Регуляторы 1 постоянства высоты кузова размещены на его основании и через тяги соединены с кронштейнами 8. Передача толкающих усилий и восприятие реактивных моментов осуществляется штангами 2 и 9, которые

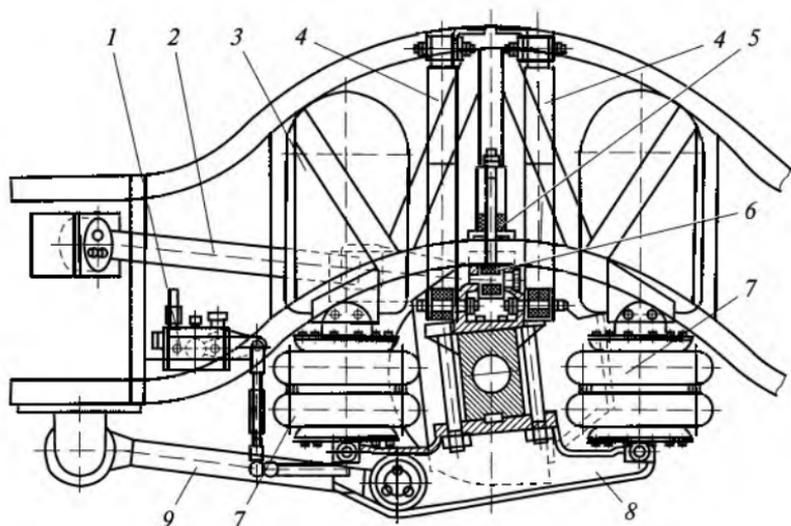


Рис. 10.23. Задняя подвеска автобуса:

1 — регулятор; 2, 9 — штанги; 3 — резервуар; 4 — амортизаторы; 5, 6 — буфера;
7 — баллоны; 8 — кронштейн

соединяют задний мост с кузовом. В подвеске с каждой стороны расположено по два амортизатора 4, а также буфера сжатия 6 и отдачи 5.

10.4. Амортизаторы

Амортизаторами называются устройства, преобразующие механическую энергию колебаний в тепловую с последующим ее рассеиванием в окружающую среду.

Амортизаторы служат для гашения колебаний кузова и колес автомобиля и повышения безопасности движения автомобиля.

На автомобилях в передних и задних подвесках применяются гидравлические амортизаторы телескопического типа (рис. 10.24). Гидравлические амортизаторы по конструкции аналогичны поршневым насосам. Отличие состоит в том, что амортизаторная жидкость (масло) перекачивается только внутри амортизаторов из одной камеры в другую по замкнутому кругу циркуляции. Амортизаторы работают при давлении 3,0...7,5 МПа, скорости перетекания жидкости 20...30 м/с и при работе могут нагреваться до 160 °С и более.

Гидравлические амортизаторы гасят колебания кузова и колес автомобиля в результате создаваемого ими сопротивления (жидкостного трения) перетеканию жидкости через клапаны и калиброванные отверстия.

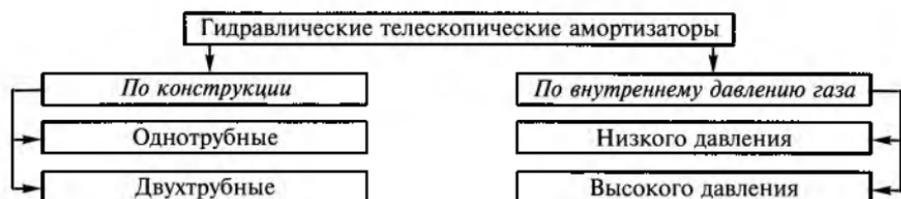


Рис. 10.24. Типы гидравлических телескопических амортизаторов, классифицированных по различным признакам

Амортизаторы повышают безопасность движения автомобиля, так как предотвращают отрыв колес от поверхности дороги и обеспечивают постоянный контакт с дорогой.

Двухтрубные амортизаторы имеют рабочий цилиндр и резервуар, а однотрубные — только рабочий цилиндр.

В двухтрубных амортизаторах амортизаторная жидкость и воздух соприкасаются между собой, а внутреннее давление воздуха составляет $0,08 \dots 0,10$ МПа.

В однотрубных амортизаторах амортизаторная жидкость и газ разделены и не соприкасаются друг с другом.

В амортизаторах низкого давления внутреннее давление газа до $0,1$ МПа или несколько больше, а в амортизаторах высокого давления $1,0$ МПа и выше. Однотрубные амортизаторы высокого давления называются газонаполненными амортизаторами.

Однотрубные газонаполненные амортизаторы по сравнению с двухтрубными лучше охлаждаются, имеют меньшее рабочее давление, меньшую массу, проще по конструкции, более надежны в работе и могут устанавливаться на автомобиле в любом положении — от горизонтального до вертикального. Однако они имеют большую длину, высокую стоимость и требуют высокой точности изготовления.

На рис. 10.25 представлен гидравлический телескопический амортизатор автомобиля. Амортизатор двухтрубный, низкого давления, двухстороннего действия. Он гасит колебания кузова и колес как при ходе сжатия (колеса и кузов сближаются), так и при ходе отдачи (колеса и кузов расходятся).

Амортизатор состоит из трех основных узлов: цилиндра *12* с днищем *2*, поршня *10* со штоком *13* и направляющей втулки *21* с уплотнителями *17*, *20* и манжетой *18*. В поршне амортизатора имеются два ряда сквозных отверстий, расположенных по окружности, и установлено поршневое кольцо *27*. Отверстия наружного ряда сверху закрыты перепускным клапаном *24* с ограничительной тарелкой *22*, находящимся под воздействием слабой пластинчатой пружины *23*. Отверстия внутреннего ряда снизу закрыты клапаном отдачи *29* с дисками *25*, *28*, гайкой *8*, шайбой *26* и сильной пружиной *9*. В днище цилиндра амортизатора расположен клапан

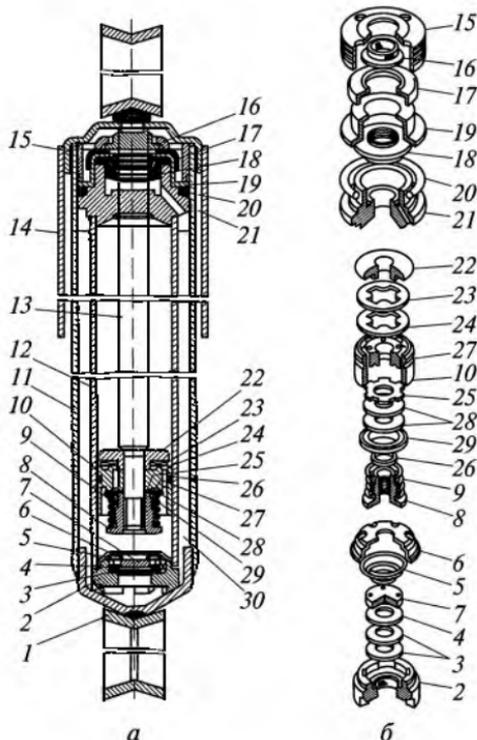


Рис. 10.25. Амортизатор:

a — общий вид; *б* — детали амортизатора; 1 — проушина; 2 — днище; 3, 4, 25, 28 — диски; 5, 9, 23 — пружины; 6, 19 — обоймы; 7, 22 — тарелки; 8, 15 — гайки; 10 — поршень; 11 — резервуар; 12 — цилиндр; 13 — шток; 14 — кожух; 16, 27 — кольца; 17, 20 — уплотнители; 18 — манжета; 21 — втулка; 24, 29 — клапаны; 26 — шайба; 30 — камера

сжатия с дисками 3, 4 и пружиной 5, обойма 6 и тарелка 7 которого имеют ряд сквозных отверстий. Цилиндр 12 заполнен амортизаторной жидкостью, вытеканию которой препятствует манжета 18 с обоймой 19, поджимаемая гайкой 15, которая ввернута в резервуар 11 с проушиной 1. Пустота амортизатора, заключенная между цилиндром 12 и резервуаром 11, служит для компенсации изменения объема жидкости в цилиндре по обе стороны поршня. Объем жидкости изменяется из-за перемещения штока 13 амортизатора, защищенного кожухом 14.

При ходе сжатия (колеса и кузов автомобиля сближаются) поршень 10 движется вниз, шток 13 входит в цилиндр 12, а защитное кольцо 16 снимает со штока грязь. Давление, оказываемое поршнем на жидкость, вытесняет ее по двум направлениям: в пространство над поршнем и в компенсационную камеру 30. Пройдя через наружный ряд отверстий в поршне, жидкость открывает

перепускной клапан 24 и поступает из-под поршня в пространство над ним. Часть жидкости, объем которой равен объему вводимого в цилиндр штока, поступает через клапан сжатия в компенсационную камеру, повышая при этом давление находящегося в камере воздуха. При плавном сжатии жидкость в компенсационную камеру перетекает через специальный проход в диске 4 клапана сжатия. При резком сжатии поршень перемещается быстро, и давление жидкости в цилиндре значительно возрастает. Под действием высокого давления прогибается внутренний край дисков 3 и 4, и поток жидкости проходит через кольцевую щель между тарелкой 7 и диском 4 клапана сжатия. В результате дальнейшее увеличение сопротивления амортизатора резко замедляется. Клапан сжатия разгружает амортизатор и подвеску от больших усилий, которые могут возникнуть при высокочастотных колебаниях и ударах во время движения по плохой дороге. Кроме того, он исключает возрастание сопротивления амортизатора при повышении вязкости амортизаторной жидкости в холодное время года.

При ходе отдачи (колеса и кузов автомобиля расходятся) поршень перемещается вверх, и шток выходит из цилиндра амортизатора. Перепускной клапан 24 закрывается, и давление жидкости над поршнем увеличивается. Жидкость через внутренний ряд отверстий в поршне и клапан отдачи 29 поступает в пространство под поршнем. Одновременно под действием давления воздуха часть жидкости из компенсационной камеры также поступает в цилиндр амортизатора. При плавной отдаче клапан 29 закрыт, и жидкость проходит через пазы его дроссельного диска 25. При резкой отдаче скорость движения поршня увеличивается, под действием возросшего давления открывается клапан отдачи 29, и жидкость проходит через него. Клапан отдачи разгружает амортизатор и подвеску от больших нагрузок, возникающих при высокоскоростных колебаниях при движении автомобиля по неровной дороге. Клапан также ограничивает увеличение сопротивления амортизатора в случае возрастания вязкости жидкости при низких температурах. Сопротивление, создаваемое амортизатором при ходе сжатия, в четыре раза меньше, чем при ходе отдачи. Это необходимо для того, чтобы толчки и удары от дорожных неровностей в минимальной степени передавались на кузов автомобиля.

Телескопическая стойка передней подвески легкового автомобиля (рис. 10.26) одновременно выполняет функции переднего амортизатора. Корпус 23 телескопической стойки является резервуаром, в котором размещены все детали гидравлического амортизатора. Внутри корпуса стойки находится цилиндр 25, в нижней части которого расположен клапан сжатия, состоящий из корпуса 1, дисков 2 и 3, тарелки 4, пружины 32 и обоймы 31. В цилиндре находится поршень 27 со штоком 22 и двумя клапанами: пере-

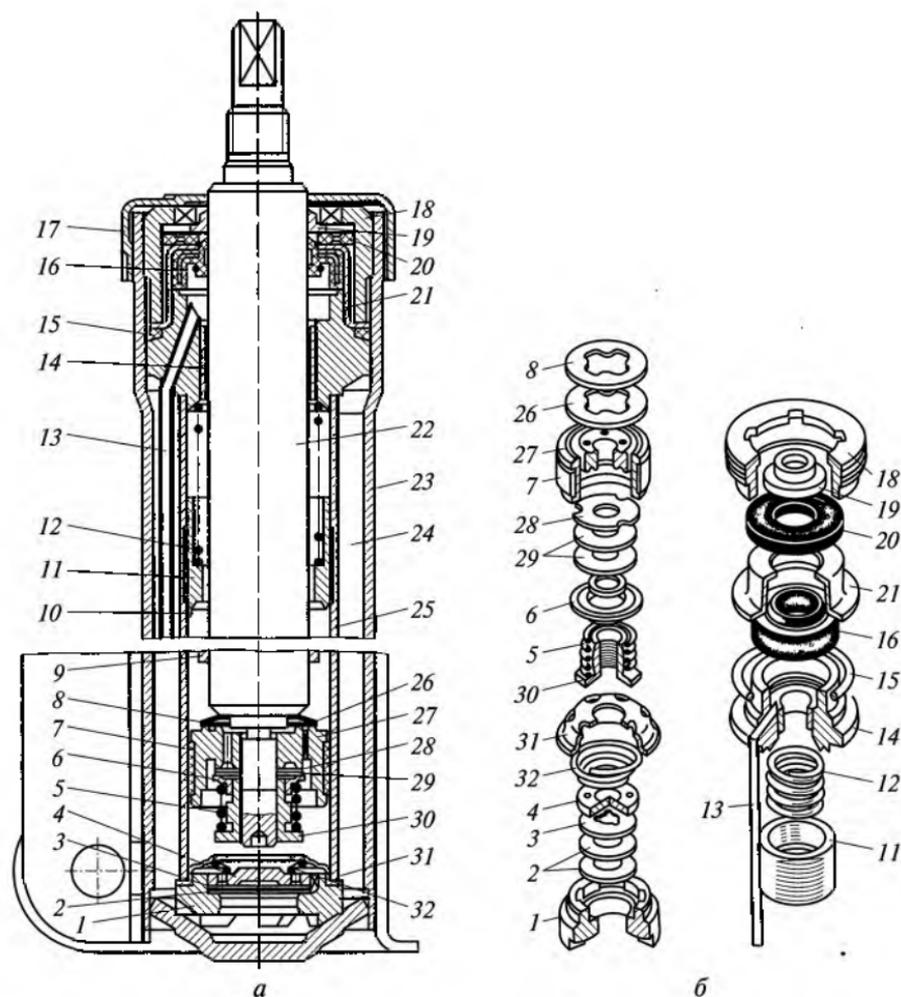


Рис. 10.26. Телескопическая стойка подвески:

a — общий вид; *б* — детали стойки подвески; 1 — корпус клапана; 2, 3, 28, 29 — диски; 4, 6, 26 — тарелки; 5, 8, 12, 32 — пружины; 7, 19 — кольца; 9, 14 — втулки; 10 — выступ; 11 — плунжер; 13 — трубка; 15, 20 — уплотнители; 16 — манжета; 17 — опора; 18, 30 — гайки; 21, 31 — обоймы; 22 — шток; 23 — корпус стойки; 24 — камера; 25 — цилиндр; 27 — поршень

пускным и отдачи. Поршень — из спеченных материалов, имеет два ряда сквозных отверстий (наружный и внутренний), расположенных по окружности. Наружный ряд отверстий закрыт сверху перепускным клапаном, состоящим из тарелки 26 и пружины 8. Внутренний ряд отверстий закрыт снизу клапаном отдачи, включающим в себя пружину 5, тарелку 6, диски 28 и 29, гайку 30. Поршень уплотняется в цилиндре пластмассовым кольцом 7, по-

вышающим износостойкость цилиндра и поршня. В верхней части цилиндра расположена направляющая втулка 14 штока 22 с уплотнителями 15, 20 и манжетой 16. Во втулке установлена трубка 13, по которой сливается в компенсационную камеру 24 амортизаторная жидкость, прошедшая через зазор между направляющей втулкой и штоком. На штоке 22 внутри цилиндра размещен гидравлический буфер отдачи и приварена специальная втулка 9. Буфер состоит из плунжера 11 и пружины 12, которая поджимает плунжер к выступу 10 цилиндра.

Гидравлический буфер ограничивает перемещение штока при ходе отдачи. В цилиндре 25 находится амортизаторная жидкость, вытеканию которой препятствуют манжета 16 с обоймой 21, поджимаемая гайкой 18, которая ввернута в корпус телескопической стойки. Защитное кольцо 19 очищает шток поршня от грязи при его движении внутрь цилиндра. В верхней части корпуса стойки размещена опора 17, в которую упирается буфер сжатия, ограничивающий ход колеса вверх.

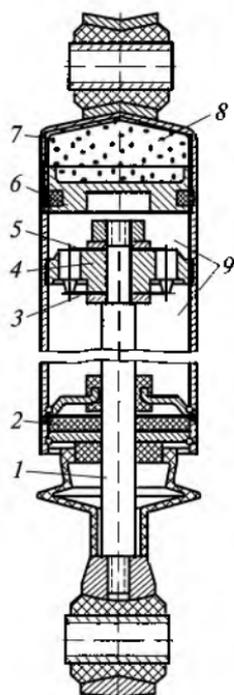
При ходе сжатия жидкость из-под поршня проходит в пространство над ним через перепускной клапан, а в компенсационную камеру 24 через клапан сжатия. При плавном сжатии жидкость перетекает в компенсационную камеру только через вырезы в диске 3 клапана сжатия, который находится в закрытом состоянии. При резком сжатии жидкость отжимает внутренние края дисков 2 и 3 и проходит через кольцевую щель между тарелкой 4 и диском 3 открытого клапана сжатия.

При ходе отдачи жидкость поступает под поршень из пространства над ним через клапан отдачи, а из компенсационной камеры — через клапан сжатия. При плавной отдаче жидкость проходит через пазы дроссельного диска 28 клапана отдачи, находящегося в закрытом состоянии. При резкой отдаче клапан отдачи открывается, и жидкость проходит через него.

Ограничение хода отдачи (хода колеса вниз) осуществляется гидравлическим буфером отдачи. При ходе отдачи, когда втулка 9 штока еще не упирается в плунжер 11 буфера отдачи, полости над плунжером и под ним свободно сообщаются через зазор между плунжером и штоком 22, не создавая дополнительного сопротивления движению поршня 27. При упоре втулки 9 штока в торец плунжера 11 перекрывается зазор между плунжером и штоком, и плунжер вместе со штоком перемещается вверх. В этом случае жидкость из пространства над плунжером проходит в пространство под ним через калиброванный зазор между плунжером 11 и цилиндром 25, испытывая сопротивление. При этом сопротивление истечению жидкости через калиброванный зазор изменяется постепенно и возрастает с увеличением хода отдачи за счет увеличения длины калиброванного зазора. Постепенное нарастание сопротивления обеспечивает плавное ограничение хода отдачи, что

Рис. 10.27. Газонаполненный амортизатор:

1 — шток; 2 — уплотнение; 3, 5 — клапаны; 4, 6 — поршни; 7 — цилиндр; 8 — камера; 9 — полость



исключает передачу значительных нагрузок на подвеску и кузов и повышает плавность хода автомобиля.

На рис. 10.27 показан газонаполненный амортизатор автомобиля. Амортизатор одно-трубный, высокого давления.

Амортизатор состоит из рабочего цилиндра 7, поршня 4 со штоком 1 и узла уплотнения 2 высокого давления. На поршне размещены два клапана — сжатия 3 и отдачи 5.

Внутри цилиндра амортизатора находятся рабочая полость 9, заполненная амортизаторной жидкостью, и компенсационная камера 8, заполненная газом. Камера компенсирует изменение объема жидкости в рабочей полости при ее нагреве и охлаждении, при входе штока поршня в цилиндр и выходе из него за счет изменения объема сжатого газа в камере. Газ и жидкость разделены плавающим поршнем 6, который ограничивает рабочую полость 9.

В процессе работы амортизатора жидкость перетекает через каналы переменного сечения, выполненные в поршне 4 и клапаны сжатия 3 и отдачи 5. При ходе отдачи поршень 4 перемещается вниз, и жидкость из-под поршня перетекает в полость над поршнем через клапан отдачи 5, испытывая при этом сопротивление. Давление сжатого газа перемещает разделительный поршень 6 вниз, компенсируя изменение объема жидкости вследствие выхода штока 1 из цилиндра амортизатора.

При ходе сжатия поршень 4 перемещается вверх, и жидкость из надпоршневого пространства перетекает в полость под поршнем через клапан сжатия 3, также испытывая сопротивление. Давление жидкости перемещает вверх разделительный поршень, который сжимает газ в компенсационной камере 8 и компенсирует изменение объема жидкости в рабочей полости амортизатора из-за входа штока внутрь цилиндра.

10.5. Расчет подвески

При расчете подвески на прочность определяются жесткость, прогибы и напряжения в упругих устройствах, которые испытывают наибольшие динамические нагрузки из всех устройств подвески во время движения автомобиля по неровной дороге.

Значения указанных параметров зависят от типа подвески, типа упругого устройства и нагрузки, действующей на упругое устройство.

Зависимая подвеска. Нагрузка P_p (рис. 10.28, а) на листовую рессору зависит от нормальной реакции R_z , равной нагрузке на колесо, и веса неподдресоренных масс $G_{н.м.}$:

$$P_p = R_z - 0,5G_{н.м.}$$

В этом случае прогиб рессоры равен перемещению колеса относительно кузова автомобиля ($f_p = f_k$).

Симметричная рессора (рис. 10.28, б).

Жесткость рессоры

$$c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{En_p bh^3}{4\delta l_p^3};$$

прогиб рессоры

$$f_p = \frac{\delta P_p l_p^3}{4En_p bh^3};$$

напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{1,5P_p l_p}{n_p bh^2},$$

где E — модуль упругости при растяжении; n_p — число листов; b — ширина листа; h — толщина листа; $\delta = 1,25 \dots 1,40$ — коэффициент прогиба рессоры (меньшие значения — для рессор с двумя коренными листами); l_p — длина рессоры.



Рис. 10.28. Схемы для определения нагрузок (а) и расчета рессор (б, в, г) зависимых подвесок:

а — однорычажная подвеска; б — симметричная рессора; в — несимметричная рессора; г — рессора с подрессорником

Несимметричная рессора (рис. 10.28, в).

Жесткость рессоры

$$c_p = \frac{En_p bh^3}{4\delta l_p^3};$$

прогиб рессоры

$$f_p = \frac{4\delta l_1^2 l_2^2}{l_p n_p bh^3};$$

напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{6P_p l_1 l_2}{l_p b n_p h^3},$$

где l_1 и l_2 — плечи изгиба рессоры.

Рессора с подрессорником (рис. 10.28, з).

Нагрузка на рессору к началу действия подрессорника

$$P_0 = c_p f_0;$$

нагрузка на рессору и подрессорник

$$P'_p = P_0 + (c_p + c'_n)(f'_p - f_0),$$

где f_0 — прогиб рессоры до включения подрессорника; c'_n — жесткость подрессорника; f'_p — полный прогиб рессоры с подрессорником.

Напряжения изгиба рессоры

$$\sigma_{изг} = \frac{P_1 l_p}{2n_p W_p};$$

напряжения изгиба подрессорника

$$\sigma_{изг} = \frac{P_2 l_n}{2n_n W_n},$$

где W_p и W_n — моменты сопротивления рессоры и подрессорника.

Рессоры и подрессорники выполняются из рессорно-пружинной стали марок 55ГС, 50С2, 60С2.

Допускаемые напряжения изгиба при максимальном прогибе

$$[\sigma_{изг}] = 800 \dots 1000 \text{ МПа.}$$

Ограничители хода колес (буфера).

В зависимых подвесках резиновые буфера ограничивают ход колес вверх, исключают жесткие удары неподдресоренных масс в несущую систему автомобиля и изменяют жесткость подвески. Эти буфера работают на сжатие, определяется их жесткость.

Жесткость буфера при одинарной рессоре

$$c'_6 = c_p \frac{f_{ст}}{f_6} \left(k_d - \frac{f_d}{f_{ст}} - 1 \right);$$

при рессоре с подрессорником

$$c'_6 = (c_p + c'_n) \frac{f'_p}{f_6} \left(k_d - \frac{f_d}{f_{ст}} - 1 \right),$$

где $f_6 = 0,75h_6$ — прогиб буфера (h_6 — высота буфера); $k_d = 1,8 \dots 2,5$ — коэффициент динамичности; $f_{ст}$ и f_d — соответственно статический и динамический прогибы рессоры; f'_p — полный прогиб рессоры с подрессорником.

Независимая подвеска. Нагрузка на упругое устройство независимой подвески зависит от ее кинематической схемы и типа направляющего устройства.

Однорычажная пружинная подвеска.

Нагрузка на пружину (рис. 10.29, а):

$$P_{пр} = \frac{(R_z - g_k)l}{a};$$

прогиб пружины (рис. 10.29, в):

$$f_{пр} = \frac{f_k a}{l} \text{ или } f_{пр} = \frac{8 P_{пр} D_{сп}^3 i}{G d^4};$$

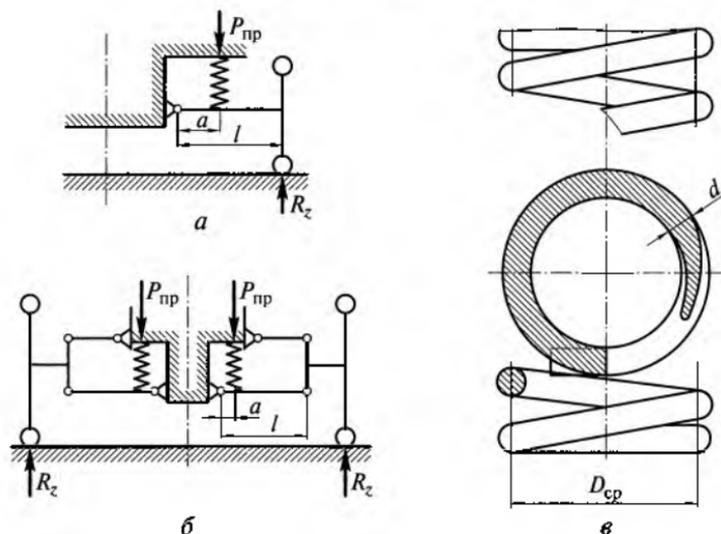


Рис. 10.29. Схемы для определения нагрузок (а, б) и расчета пружин (в) независимых подвесок

напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{f_{пр} G d}{\pi D_{ср}^2 i} = \frac{8 P_{пр} D_{ср}}{\pi d^3},$$

где g_k — вес колеса; a и l — расчетные размеры пружины; $D_{ср}$ — средний диаметр пружины; i — рабочее число витков; G — модуль упругости; d — диаметр прутка пружины.

Двухрычажная пружинная подвеска.

Нагрузка на пружину (рис. 10.29, б)

$$P_{пр} = \frac{(R_z - g_k) l}{a};$$

прогиб пружины

$$f_{пр} = \frac{f_k a}{l}.$$

Напряжения кручения в пружине определяются так же, как для однорычажной подвески.

Пружины выполняют из прутка рессорно-пружинных сталей тех же марок, из которых изготавливают листовые рессоры.

Допускаемые статические и динамические напряжения кручения пружин не должны превышать следующих значений:

$$[\tau_{ст}] = 500 \text{ МПа}; [\tau_{д}] = 800 \text{ МПа}.$$

Двухрычажная торсионная подвеска.

Нагрузка на торсион (рис. 10.30, а) определяется моментом закручивания торсиона

$$M_{кр} = (R_z - g_k) l.$$

Угол закручивания круглого торсиона (рис. 10.30, б)

$$\theta' = \frac{32 M_{кр} l_T}{\pi d_T^4 G};$$

угол закручивания пластинчатого торсиона (рис. 10.30, в)

$$\theta' = \frac{3 M_{кр} l_T}{n b h^3 G (1 + 0,6b)},$$

где l_T — рабочая длина торсиона; d_T — диаметр торсиона; G — модуль упругости при кручении; n — число пластин торсиона; b — ширина пластин; h — толщина пластин.

Напряжения кручения круглого торсиона

$$\tau_{кр} = \frac{16 M_{кр}}{\pi d_T^3};$$

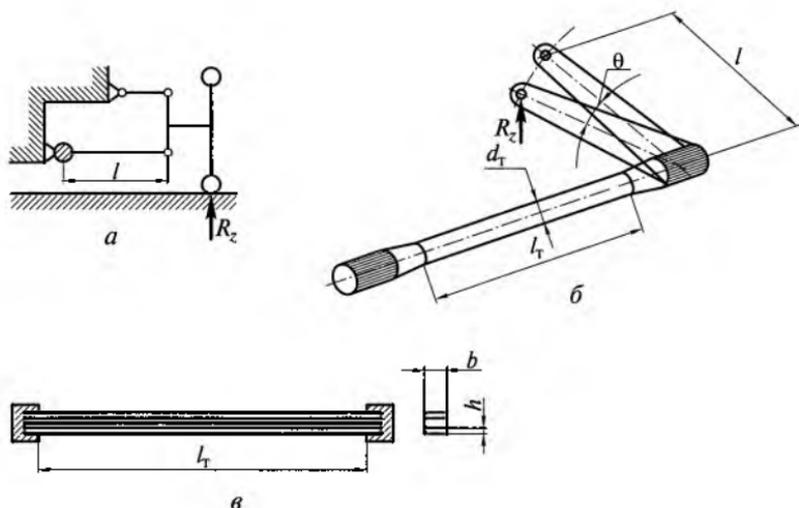


Рис. 10.30. Схемы для определения нагрузок (а) и расчета круглого (б) и пластинчатого (в) торсионов

пластинчатого торсиона

$$\tau_{кр} = \frac{3M_{кр} (1 + h/b)}{nh^2b}$$

Торсионы выполняют из рессорно-пружинной стали 50ХФА, 45ХНМА.

Допускаемые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 800 \dots 1000$ МПа.

Пневматическое упругое устройство. Нагрузка, действующая на пневматическое упругое устройство подвески и вызывающая изменение эффективной площади $F_{эф}$ и эффективного радиуса $R_{эф}$ пневмобаллона:

$$P_6 = p_в F_{эф} = p_в \pi R_{эф}^2,$$

где $p_в$ — давление воздуха в пневмобаллоне.

При изменении динамической нагрузки давление воздуха в пневмобаллоне

$$p_в = (p_{ст} + 1) \left(\frac{V_0 + V_{рез}}{V_6 + V_{рез}} \right)^k - 1,$$

где $p_{ст}$ — давление воздуха в баллоне при статической нагрузке; V_0 — объем баллона при статической нагрузке; $V_{рез}$ — объем дополнительного резервуара для воздуха; V_6 — объем баллона при любой нагрузке; $k = 1,3$ — показатель политропы при скоростях, соответствующих собственной частоте колебаний подрессоренной массы автомобиля.

Жесткость пневматического устройства подвески

$$\begin{aligned}c_6 &= \frac{dP_6}{df_6} = p_B \frac{dF_{\text{эф}}}{df_6} + F_{\text{эф}} \frac{dp_B}{df_6} = \\ &= -kF_{\text{эф}} (p_{\text{ст}} + 1) \frac{V_{\text{ст}}^k dV_6}{V_{\text{л}}^{k+1} df_6} + \left[\frac{(p_{\text{ст}} + 1)V_{\text{ст}}^k}{V_{\text{л}}^k} \right] \frac{dF_{\text{эф}}}{df_6},\end{aligned}$$

где $V_{\text{ст}} = V_0 + V_{\text{рез}}$; $V_{\text{л}} = V_6 + V_{\text{рез}}$.

Учитывая, что $\frac{dV_6}{df_6} = -F_{\text{эф}}$, находим жесткость пневмобаллона:

$$c_6 = kF_{\text{эф}} \frac{p_B + 1}{V_6 + V_{\text{рез}}} + p_B \frac{dF_{\text{эф}}}{df_6}.$$

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой подвеска автомобиля и каково ее назначение?
2. Перечислите основные устройства подвески и объясните их назначение.
3. Какие подвески применяют на автомобилях?
4. Какие требования предъявляют к подвеске автомобиля?
5. Что представляет собой упругая характеристика подвески и для чего она предназначена?
6. Что такое амплитудно-частотная характеристика автомобиля и что она определяет?
7. Какие преимущества имеет независимая подвеска по сравнению с зависимой подвеской?
8. В чем состоят преимущества и недостатки листовой рессоры?
9. Что такое характеристика амортизатора?
10. Что и на какие нагрузки рассчитывают в подвеске автомобиля?

11. КОЛЕСА

11.1. Назначение и типы

Колесами называются устройства, осуществляющие связь автомобиля с дорогой. Колеса служат для поддрессоривания автомобиля, обеспечения его движения и изменения направления движения.

Колесо автомобиля (рис. 11.1) состоит из пневматической шины 1, обода 2, соединительного элемента 3 и ступицы 4. Обод и соединительный элемент образуют металлическое колесо.

Пневматическая шина сглаживает дорожные неровности и вместе с подвеской, смягчая и поглощая толчки и удары от неровностей дороги, обеспечивает плавность хода автомобиля, а также надежное сцепление колес с поверхностью дороги.

Металлическое колесо предназначено для установки пневматической шины и соединения ее со ступицей.

Ступица обеспечивает установку колеса на мосту на подшипниках и создает возможность колесу вращаться. При отсутствии ступицы вращающейся посадочной частью колеса является фланец полуоси, размещенной в балке моста на подшипниках.

На автомобилях применяют различные типы колес (рис. 11.2).

Ведущие колеса преобразуют крутящий момент, подводимый от двигателя через трансмиссию, в тяговую силу, а свое вращение — в поступательное движение автомобиля.

Управляемые и поддерживающие колеса являются ведомыми колесами, воспринимающими толкающую силу от рамы или кузова, преобразуют поступательное движение автомобиля в их качение.

Комбинированные колеса являются и ведущими, и управляемыми и выполняют их функции одновременно.

Дисковые колеса из стального листа (рис. 11.3, а) в качестве соединительного элемента ступицы и обода колеса имеют стальной штампованный диск 1, приваренный к ободу. В литых колесах

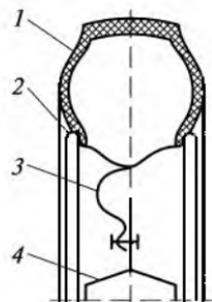


Рис. 11.1. Автомобильное колесо:

1 — шина; 2 — обод; 3 — соединительный элемент; 4 — ступица

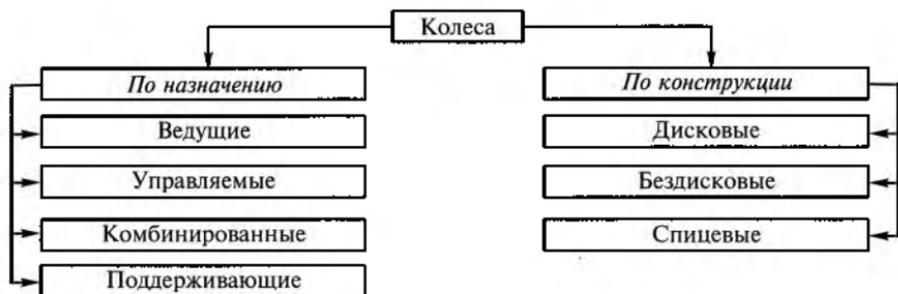


Рис. 11.2. Типы колес, классифицированных по различным признакам

из легких сплавов (алюминиевых, магниевых) диск отливают совместно с ободом колеса (рис. 11.3, б).

Бездисковые колеса имеют соединительную часть, изготовленную совместно со ступицей, и выполняются разъемными в продольной и поперечной плоскостях.

Спицевые колеса в качестве соединительного элемента обода и ступицы имеют проволочные спицы (рис. 11.3, в).

Наибольшее применение на автомобилях имеют дисковые колеса.

Бездисковые колеса применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. По сравнению с дисковыми колесами бездисковые проще по конструкции, имеют меньшую массу (на 10...15%), более низкую стоимость, большую долговечность, удобнее при монтаже и демонтаже, обеспечивают лучшее охлаждение тормозных механизмов и шин. Кроме того, они создают возможность установки на ступице ободьев разной ширины, что

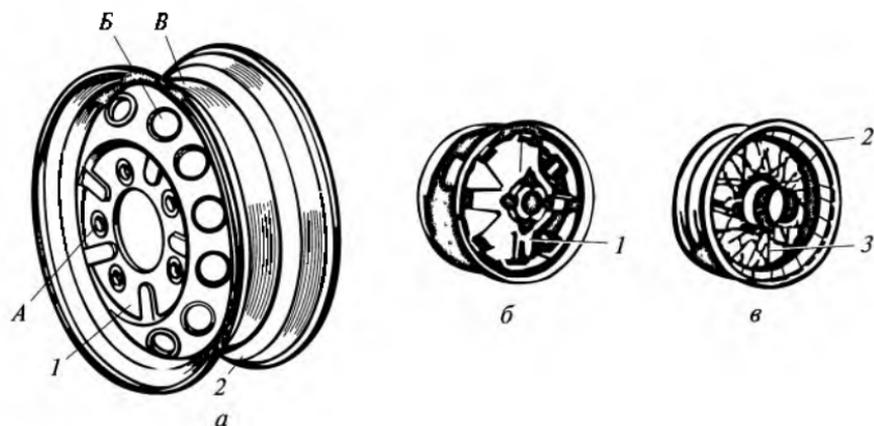


Рис. 11.3. Колеса:

а, б — дисковые; в — спицевое; 1 — диск; 2 — обод; 3 — спица; А, Б — отверстия; В — выемка

позволяет использовать различные шины на одном и том же автомобиле.

Спидековые колеса имеют ограниченное применение и используются главным образом на спортивных автомобилях для лучшего охлаждения тормозных механизмов.

11.2. Шины. Требования, типы, конструкция

Шины оказывают большое влияние на многие эксплуатационные свойства автомобиля: тягово-скоростные, тормозные, топливную экономичность, проходимость, устойчивость, управляемость, поворачиваемость, плавность хода и безопасность движения.

Шины являются одной из наиболее важных и дорогостоящих частей автомобиля. Так, стоимость комплекта шин составляет значительную часть первоначальной стоимости автомобиля, а в процессе эксплуатации из общих расходов примерно 10...15 % приходится на расходы по восстановлению шин.

К шинам как наиболее ответственным частям автомобиля, кроме общих требований (см. подразд. 1.2), предъявляются специальные дополнительные требования, в соответствии с которыми шины должны иметь:

- минимальное сопротивление качению;
- надежное сцепление с дорогой;
- низкую удельную нагрузку в месте контакта с дорогой;
- максимально возможное сопротивление боковому уводу;
- минимальные массу и момент инерции;
- высокие упругие свойства, способствующие повышению плавности хода;
- высокую герметичность (надежно удерживать сжатый воздух);
- статическую и динамическую уравновешенность;
- минимальное биение, соответствующее допустимым пределам;
- минимально допустимый уровень шума при движении автомобиля;
- рисунок протектора, соответствующий дорожным условиям эксплуатации;
- высокую самоочищаемость протектора на деформируемых дорогах;
- высокую прочность, износостойкость, долговечность и противостояние проколам и другим видам повреждений;
- достаточную ремонтпригодность (в том числе быть удобными при монтаже и демонтаже).

Значения указанных требований неодинаковы для шин автомобилей различных типов и назначения, что объясняется большим разнообразием конструкций и размеров существующих шин.



Рис. 11.4. Типы шин, классифицированных по различным признакам

На автомобилях применяются различные типы шин (рис. 11.4), предназначенные для эксплуатации при температуре воздуха окружающей среды от -45 до $+55^{\circ}\text{C}$.

Камерная шина. Камерная шина (рис. 11.5, а) состоит из покрышки 10, камеры 9 и ободной ленты 2 (в шинах легковых автомобилей ободная лента отсутствует).

Покрышка шины воспринимает давление сжатого воздуха, находящегося в камере, предохраняет камеру от повреждений и обеспечивает сцепление колеса с дорогой. Покрышки шин изготавливают из резины и специальной ткани — корда. Резина для производства покрышек состоит из каучука (НАК, СК), к которому добавляют серу, сажу, смолу, мел, переработанную старую резину и другие примеси и наполнители. Покрышка состоит из протектора 8, подушечного слоя (брекера) 7, каркаса 6, боковин 5 и бортов 4 с сердечниками 3. Каркас является основой покрышки. Он соединяет все ее части в одно целое и придает покрышке необходимую жесткость, обладая высокой эластичностью и прочностью. Каркас покрышки выполнен из нескольких слоев корда толщиной $1,0 \dots 1,5$ мм. Число слоев корда составляет обычно $4 \dots 6$ для шин легковых автомобилей.

Корд представляет собой специальную ткань, состоящую в основном из продольных нитей диаметром $0,6 \dots 0,8$ мм с очень редкими поперечными нитями. В зависимости от типа и назначения шины может применяться хлопчатобумажный, вискозный, капроновый, перлоновый, нейлоновый и металлический корд.

Протектор обеспечивает сцепление шины с дорогой и предохраняет каркас от повреждения. Его изготавливают из прочной, твердой, износостойкой резины. В нем различают расчлененную

часть (рисунок) и подканавочный слой. Ширина протектора составляет 0,7... 0,8 ширины профиля шины, а толщина — примерно 10... 20 мм у шин легковых и 15... 30 мм у шин грузовых автомобилей. Рисунок протектора зависит от типа и назначения шины.

Подушечный слой (брекер) связывает протектор с каркасом и предохраняет каркас от толчков и ударов, воспринимаемых протектором от неровностей дороги. Он обычно состоит из нескольких слоев корда. Толщина подушечного слоя равна 3... 7 мм.

У шин легковых автомобилей подушечный слой иногда отсутствует. Подушечный слой работает в наиболее напряженных температурных условиях по сравнению с другими элементами шины (до 110... 120 °С).

Боковины предохраняют каркас от повреждения и действия влаги. Их обычно изготавливают из протекторной резины толщиной 1,5... 3,5 мм.

Борта надежно укрепляют покрышку на ободе. Снаружи борта имеют один-два слоя прорезиненной ленты, предохраняющей их от истирания об обод и от повреждений при монтаже и демонтаже шины. Внутри бортов заделаны стальные проволочные сердечники. Они увеличивают прочность бортов, предохраняют их от растягивания и предотвращают соскакивание шины с обода колеса. Шина с поврежденным сердечником непригодна для эксплуатации.

Камера удерживает сжатый воздух внутри шины. Она представляет собой эластичную резиновую оболочку в виде замкнутой трубы. Для плотной посадки (без складок) внутри шины размеры камеры несколько меньше, чем внутренняя полость покрышки. Тол-

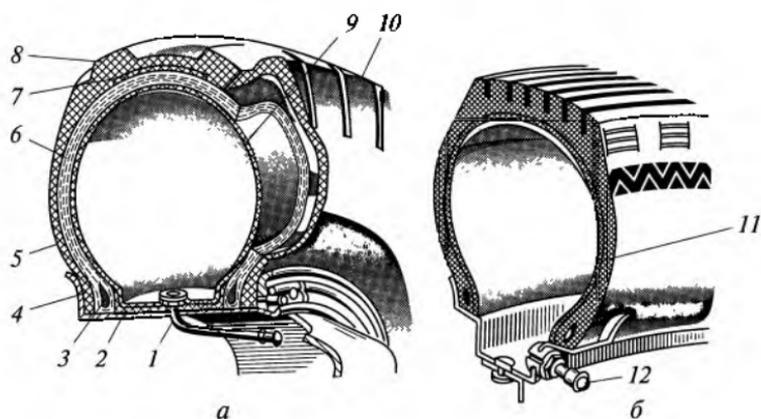


Рис. 11.5. Камерная (а) и бескамерная (б) шины:

1, 12 — вентили; 2 — ободная лента; 3 — сердечник; 4 — борт; 5 — боковина; 6 — каркас; 7 — подушечный слой; 8 — протектор; 9 — камера; 10 — покрышка; 11 — воздухопроницаемый слой

шина стенки камеры обычно составляет 1,5...2,5 мм для шин легковых автомобилей. На наружной поверхности камеры делаются радиальные риски, которые способствуют отводу наружу воздуха, остающегося между камерой и покрышкой после монтажа шины. Камеры изготавливают из высокопрочной резины.

Для накачивания и выпуска воздуха камера имеет специальный клапан — вентиль. Он позволяет нагнать воздух внутрь камеры и автоматически закрывает его выход из камеры.

Бескамерная шина. Бескамерная шина (см. рис. 11.5, б) не имеет камеры. По устройству она близка к покрышке камерной шины и по внешнему виду почти не отличается от нее. Особенностью бескамерной шины является наличие на ее внутренней поверхности герметизирующего воздухонепроницаемого резинового слоя // толщиной 1,5...3,0 мм, который удерживает сжатый воздух внутри шины. На бортах шины имеется уплотняющий резиновый слой, обеспечивающий необходимую герметичность в местах соединения бортов и обода колеса. Материал каркаса бескамерной шины также характеризуется высокой воздухонепроницаемостью, так как для него используют вязкий, капроновый или нейлоновый корд.

Посадочный диаметр бескамерной шины уменьшен, она монтируется на герметичный обод. Вентиль шины посредством гайки с шайбой герметично закреплен на двух резиновых уплотняющих шайбах непосредственно в ободу колеса.

Бескамерные шины по сравнению с камерными повышают безопасность движения, легко ремонтируются, во время работы меньше нагреваются, более долговечны, проще по конструкции, имеют меньшую массу.

Повышение безопасности движения объясняется меньшей чувствительностью бескамерных шин к проколам и другим повреждениям. При повреждении камерной шины камера не охватывает прокалывающий предмет, так как находится в растянутом состоянии. Воздух через образовавшееся отверстие поступает внутрь покрышки и свободно выходит через неплотности между ее бортами и ободом колеса. При повреждениях бескамерной шины прокалывающий предмет плотно охватывается нерастянутым герметизирующим слоем резины, и воздух выходит из шины очень медленно. В результате обеспечивается возможность остановки автомобиля. В некоторых случаях, когда проколовший предмет остался в шине, воздух из нее вообще не выходит.

Легкость ремонта бескамерных шин объясняется тем, что многие повреждения могут быть устранены без снятия шин с колес, что важно в дорожных условиях. При ремонте в место повреждения вводят посредством специальной иглы уплотнительные пробки.

Меньший нагрев бескамерных шин объясняется лучшим отводом теплоты через обод колеса, который не закрыт камерой, и отсутствием трения между покрышкой и камерой, которое име-

ется у обычных шин. Улучшение теплового режима является одной из причин повышенной долговечности бескамерных шин, срок службы которых на 10...20 % больше, чем у камерных.

Однако стоимость бескамерных шин более высокая, чем камерных. Такие шины требуют специальных ободьев, а монтаж и демонтаж их более сложны, для выполнения этих операций нужны специальные приспособления и устройства.

Рисунки протектора шин. Большое влияние на движение автомобиля оказывает рисунок протектора шин. Шины могут иметь различные типы рисунка протектора в зависимости от назначения и типа автомобилей, для которых предназначены шины, а также от условий их эксплуатации.

Наиболее распространенными являются следующие рисунки протектора.

Дорожный рисунок протектора (рис. 11.6, а) имеют шины, предназначенные для работы на дорогах с твердым покрытием. Он обычно представляет собой продольные зигзагообразные ребра и канавки. Рисунок такого типа придает протектору высокую износостойкость, обеспечивает бесшумность работы шины и достаточную сопротивляемость заносу.

Кроме того, легковые шины могут иметь дорожный направленный рисунок протектора и дорожный асимметричный рисунок.

Шины с направленным рисунком протектора лучше отводят воду и грязь из места контакта их с дорогой, чем шины с обычным дорожным рисунком. Эти шины менее шумны. Однако рисунок запасного колеса при его установке совпадает по направлению вращения только с колесами одной стороны автомобиля. Временная установка его против указанного направления вращения допустима только при условии движения с меньшими скоростями.

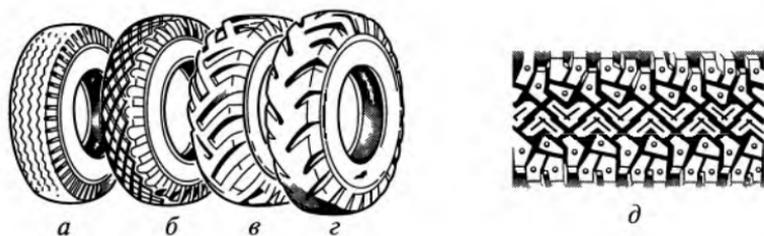
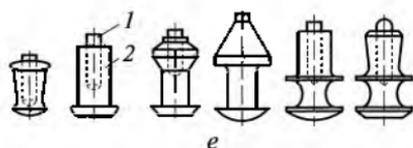


Рис. 11.6. Рисунки протектора шин (а—д) и шипы (е) противоскольжения:

1 — сердечник; 2 — корпус



Шины с асимметричным рисунком протектора хорошо работают в различных условиях эксплуатации. Так, наружная сторона шин лучше работает на твердой дороге при положительной температуре, а внутренняя — в зимних условиях при пониженной температуре.

Универсальный рисунок протектора (рис. 11.6, б) используется для шин автомобилей, эксплуатируемых на дорогах смешанного типа (с твердым покрытием и грунтовых). Протектор с таким рисунком имеет мелкую насечку в центральной части и более крупную в боковой. При движении по плохим дорогам боковые выступы входят в зацепление с грунтом, в результате чего улучшается проходимость. Однако при таком рисунке протектора повышается его изнашивание во время движения по сухим твердым дорогам. Рисунок обеспечивает хорошее сцепление на грунтовых дорогах, а также на мокрых, грязных и заснеженных дорогах с твердым покрытием.

Универсальный рисунок протектора также называется *всесезонным*, а шины с универсальным рисунком — *всесезонными*.

Рисунок повышенной проходимости (рис. 11.6, в) имеют шины, работающие в тяжелых дорожных условиях и в условиях бездорожья. Он характеризуется высокими грунтозацепами. Протектор с таким рисунком обеспечивает хорошее сцепление с грунтом и хорошее самоочищение колес от грязи и снега, защемляемых между грунтозацепами. При движении по дорогам с твердым покрытием ускоряется изнашивание шин с этим рисунком протектора, возрастает шум, ухудшается плавность хода и устойчивость автомобиля.

Карьерный рисунок протектора (рис. 11.6, г) имеют шины, предназначенные для работы в карьерах, на лесозаготовках и т. п. Этот рисунок аналогичен рисунку повышенной проходимости, но имеет более широкие выступы и более узкие канавки. Выступы выполняются массивными, широкими в основании и суживающимися кверху. Карьерный рисунок протектора обеспечивает высокое сопротивление шины механическим повреждениям и изнашиванию.

Зимний рисунок (рис. 11.6, д) предназначен для шин, эксплуатируемых на заснеженных и обледенелых дорогах. Он состоит из отдельных резиновых блоков угловатой формы, расчлененных надрезами, и достаточно широких и глубоких канавок. Площадь выступов зимнего рисунка составляет примерно 60...70 % площади беговой дорожки протектора. Протектор с зимним рисунком обладает хорошей самоочищаемостью и интенсивным отводом влаги и грязи из зоны контакта. При движении по сухим дорогам с твердым покрытием, особенно в летнее время, шины с зимним рисунком протектора ускоренно изнашиваются, имеют значительное сопротивление качению и большую шумность. Эти шины допускают движение с максимальными скоростями на 15...35 % ниже, чем обычные шины.

Зимний рисунок протектора обеспечивает возможность установки шипов противоскольжения для повышения безопасности движения на обледенелых и укатанных заснеженных дорогах. С этой целью в протекторе шины делают гнезда для шипов. Ошипованные шины повышают сцепление колес на скользких и обледенелых дорогах, на 40...50 % сокращают тормозной путь, значительно повышают безопасность криволинейного движения и сопротивление заносу. Ошипованные шины должны устанавливаться на всех колесах автомобиля. Частичная установка их на автомобиле приводит к нарушению безопасности движения. Давление в шинах с шипами на 0,02 МПа больше, чем в обычных шинах.

На рис. 11.6, е показаны шипы противоскольжения, применяемые на современных пневматических шинах. Шип состоит из корпуса 2 и сердечника 1. Сердечник делают из твердого сплава, обладающего высокой износостойкостью и вязкостью. Корпус выполняют обычно из сплава стали и свинца. Его оцинковывают, хромируют для защиты от коррозии. Иногда корпус шипа изготовляют пластмассовым. Диаметр шипа зависит от его назначения. Для шин легковых автомобилей применяются шипы диаметром 8...9 мм.

Длина шипов зависит от толщины протектора шин и составляет 10 мм и более.

Число шипов, устанавливаемых в шине, зависит от массы автомобиля, мощности двигателя и условий эксплуатации. В месте контакта шины с дорогой должно быть 8...12 шипов. Наибольшая эффективность достигается, если длина выступающей части шипов составляет 1,0...1,5 мм для легковых шин.

Шины различного профиля. Применяемые на автомобилях шины могут иметь различный по форме профиль.

Шины обычного профиля (тороидные) выполняются камерными и бескамерными. Их профиль близок к окружности. Отношение высоты H профиля шины к его ширине B более 0,9. Тороидные шины являются наиболее распространенными. Их устанавливают на легковых и грузовых автомобилях, автобусах, прицепах и полуприцепах, т.е. на автомобилях, эксплуатируемых преимущественно на благоустроенных дорогах.

Широкопрофильные шины (рис. 11.7) имеют профиль овальной формы, отношение $H/B = 0,6...0,9$ и могут быть камерными и бескамерными. Они работают как с постоянным, так с переменным давлением воздуха и выполняются с одной или двумя выпуклыми беговыми дорожками. Нормальное внутреннее давление воздуха для широкопрофильных шин примерно в 1,5 раза ниже, чем для обычных шин. Широкопрофильные шины с регулируемым давлением и одной беговой дорожкой применяются на автомобилях для повышения их проходимости, а с постоянным давлением и двумя беговыми дорожками — на автомобилях ограни-

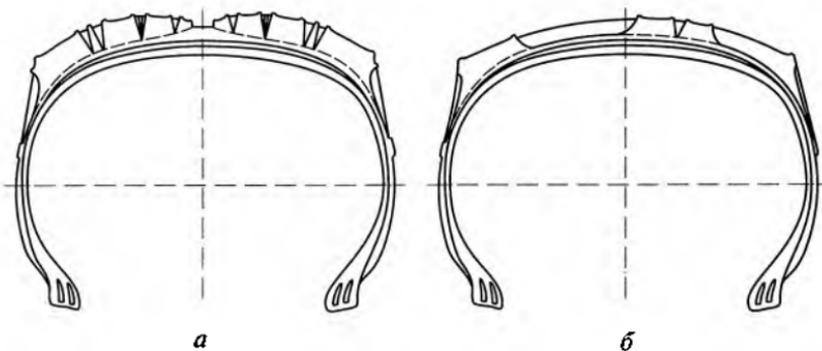


Рис. 11.7. Широкопрофильные шины с двумя (а) и одной (б) беговыми дорожками

ченной проходимости для замены обычных шин сдвоенных задних колес, при этом достигается экономия расхода материалов на 10... 20 % и уменьшение массы колес на 10... 15 %. По сравнению с обычными шинами широкопрофильные имеют повышенную грузоподъемность и пониженное сопротивление качению. Они улучшают управляемость, устойчивость и повышают проходимость автомобиля, уменьшают расход топлива. Недостатком широкопрофильных шин является необходимость использования на одном автомобиле двух типов шин (обычных и широкопрофильных) и соответственно двух запасных колес (для переднего и заднего мостов) в тех случаях, когда они устанавливаются на сдвоенные задние колеса вместо обычных шин.

Низкопрофильные шины имеют $H/B = 0,70 \dots 0,88$, а у сверхнизкопрофильных шин H/B не превышает 0,7. Оба типа шин имеют пониженную высоту профиля, что повышает устойчивость и управляемость автомобиля. Низкопрофильные и сверхнизкопрофильные шины предназначены главным образом для легковых автомобилей и автобусов.

Арочные шины (рис. 11.8, а) имеют профиль в виде арки переменной кривизны с низким мощными бортами, $H/B = 0,35 \dots 0,50$. Каркас шин прочный, тонкослойный, обладает малым сопротивлением изгибу. Арочные шины выполняются бескамерными. Внутреннее давление воздуха составляет 0,05... 0,15 МПа. Ширина профиля у арочных шин в 2,5—3,5 раза больше, чем у обычных шин, а радиальная деформация выше в 2 раза. Рисунок протектора — повышенной проходимости с мощными расчлененными грунтозацепами эвольвентной формы почти на всю ширину профиля шины. Высота грунтозацепов составляет 35... 40 мм, а шаг между ними 100... 250 мм. В средней части рисунка протектора по окружности шины находится специальный пояс, состоящий из одного или двух рядов расчлененных грунтозацепов. Пояс предназначен

для уменьшения изнашивания протектора шины при движении по дорогам с твердым покрытием. Широкий профиль с высокими грунтозацепами, пластичность шины и низкое давление воздуха обеспечивают большую площадь контакта шины с опорной поверхностью, малые удельные давления, небольшое сопротивление качению и возможность реализации большой тяговой силы на мягких грунтах. При качении по мягкому грунту арочные шины интенсивно уплотняют грунт в направлении к центру контакта шин с опорной поверхностью. Вследствие этого значительно повышается проходимость автомобиля в условиях бездорожья (по размокшим грунтам, заснеженным дорогам и т. п.). Арочные шины используют как сезонное средство повышения проходимости автомобилей. Их устанавливают вместо обычных шин сдвоенных задних колес на специальном ободе.

Арочные шины по сравнению с обычными имеют более высокую стоимость, повышенный износ протектора на дорогах с твердым покрытием, их монтаж и демонтаж более сложный.

Пневмокотки (рис. 11.8, б) представляют собой высокоэластичные оболочки бочкообразной формы. Они имеют П-образный профиль, ширина которого составляет 1...2 наружного диаметра пневмокотка, а отношение $H/B = 0,25 \dots 0,40$. Протектор снабжен невысокими, редко расположенными грунтозацепами, которые наряду с основным своим назначением повышают также прочность пневмокотка и обеспечивают сохранность (устойчивость) его формы. Эластичность пневмокотков в 3—4 раза выше, чем у обычных, и в 1,5—2 раза выше, чем у арочных шин. Пневмокотки изготавливают бескамерными. Внутреннее давление воздуха в них 0,01...0,05 МПа. Высокая эластичность и малое внутреннее давление воздуха обеспечивают пневмокотками очень низкие давления на грунт, хорошую приспособляемость к дорожным условиям и высокую сопротивляемость к проколам и повреждениям. В случае прокола воздух из пневмокотка выходит очень медленно из-за

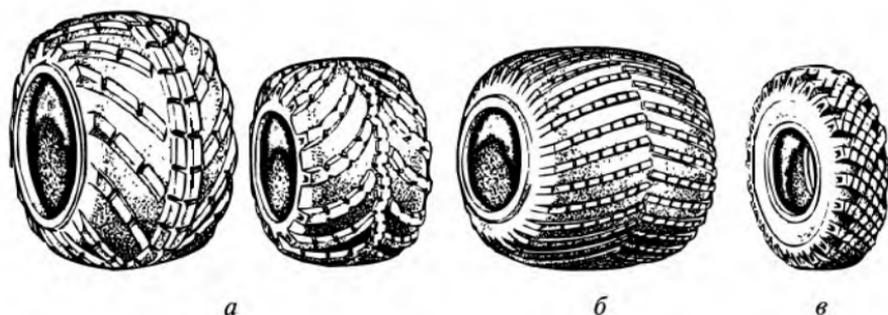


Рис. 11.8. Специальные шины:

а — арочные; б — пневмокоток; в — с регулируемым давлением

незначительного внутреннего давления. Однако пневмокатики из-за низкого давления воздуха в них при достаточно больших размерах имеют относительно малую грузоподъемность. Значительная ширина и малая грузоподъемность пневмокатики ограничивают их применение на автомобилях. Кроме того, на ровных дорогах с твердым покрытием пневмокатики имеют относительно низкий срок службы.

Пневмокатики предназначены для автомобилей, работающих в особо тяжелых условиях. Их монтируют на ободьях специальной конструкции. Автомобили с пневмокатики могут двигаться по снежной целине, сыпучим пескам, заболоченной местности и т. п.

Крупногабаритные шины имеют ширину профиля 350 мм и более, независимую от посадочного диаметра. Эти шины имеют тонкослойный каркас и эластичный протектор с сравнительно неглубоким рисунком протектора. Они выпускаются бескамерными. Наружный диаметр крупногабаритных шин достигает 2...3 м и более. Давление воздуха в шинах очень низкое (0,020...0,035 МПа) и регулируется водителем. Крупногабаритные шины имеют большую площадь опоры на грунт и предназначены для работы в особо тяжелых условиях — по пескам, болотам, снежной целине, неровной местности.

Шины с регулируемым давлением. Шины с регулируемым давлением (рис. 11.8, в) могут быть камерными и бескамерными. По сравнению с обычными шинами они имеют увеличенную ширину профиля (на 25...40%), меньшее число слоев корда каркаса (в 1,5—2 раза) и мягкие резиновые прослойки между слоями корда, увеличенную площадь опоры на грунт (в 2—4 раза при снижении давления), меньшее удельное давление на грунт, хорошее сцепление с ним и большую эластичность. Протектор шин также отличается повышенной эластичностью и имеет специальный рисунок с крупными, широко расставленными грунтозацепами, допускающий большие деформации. Высота грунтозацепов составляет 15...30 мм. Вентиль этих шин не имеет золотника. Такие шины могут работать с переменным давлением воздуха 0,05...0,35 МПа, значение которого выбирается водителем в соответствии с дорожными условиями. Давление воздуха в шинах регулируют с помощью специального оборудования, установленного на автомобиле, которое позволяет не только поддерживать в шинах требуемое давление в зависимости от условий эксплуатации, но и непрерывно подавать воздух в шины при проколах и мелких повреждениях.

Шины с регулируемым давлением предназначены для работы на дорогах всех категорий во всех климатических зонах страны при температурах от -60 до +55 °С. При прохождении тяжелых участков пути (заболоченная местность, снежная целина, сыпучие пески) давление воздуха в шинах снижают до минимума, а на

дорогах с твердым покрытием доводят до максимального значения. Шины с регулируемым давлением применяют на автомобилях высокой проходимости. В связи с тем, что они работают в более тяжелых условиях и при пониженных давлениях воздуха, срок их службы в 2—2,5 раза меньше, чем у обычных шин. Кроме того, эти шины имеют пониженную грузоподъемность по сравнению с обычными шинами того же размера.

Диагональные и радиальные шины. Диагональные и радиальные шины имеют различную конструкцию каркаса.

Диагональные шины (рис. 11.9, а) имеют каркас 2, нити корда которого располагаются под углом $50 \dots 52^\circ$ к оси колеса и перекрещиваются в смежных слоях. Нити корда 1 подушечного слоя также расположены под некоторым углом к оси колеса. Каркас диагональных шин менее подвержен повреждению от ударов, порезов и пр.

Радиальные шины (рис. 11.9, б) отличаются от диагональных шин расположением нитей корда в каркасе, формой профиля, слоистостью, особенностями подушечного слоя, бортовой части, протектора и применяемыми материалами.

Шины имеют радиальное расположение нитей корда 2, которые идут параллельно друг другу от одного борта шины к другому. Число слоев корда в два раза меньше, чем у шин с диагональным расположением нитей корда. Подушечный слой 1 изготовлен из металлического или вязкого корда. Высота профиля шин несколько сокращена, $H/B = 0,70 \dots 0,85$. Шины бывают камерные и бескамерные. Радиальные шины по сравнению с шинами с диагональным расположением нитей корда характеризуются большей грузоподъемностью (на 15...20%), большей радиальной эластичностью (на 30...35%), меньшим сопротивлением качению (на 10%), они меньше нагреваются (на 20...30 °С). Такие шины лучше сглаживают микронеровности дороги, улучшают управляемость автомобиля, уменьшают расход топлива и обладают большей износостойкостью. Срок службы радиальных шин в 1,5—2 раза выше, пробег составляет 75...80 тыс. км. Однако радиальные шины име-

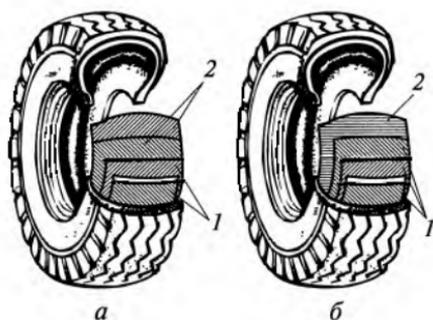
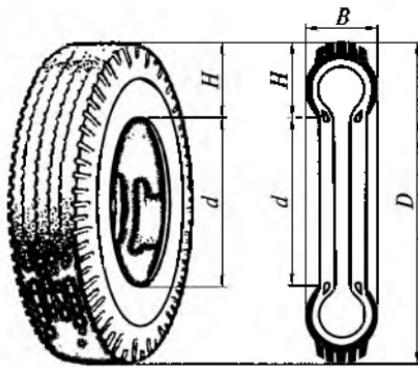


Рис. 11.9. Диагональная (а) и радиальная (б) шины:

1 — подушечный слой; 2 — каркас

Рис. 11.10. Основные размеры шины



ют высокую стоимость и повышенную боковую эластичность, что создает повышенный шум при качении по неровной дороге.

Размеры и маркировка шин. Размеры и маркировка шин представлены на их боковой поверхности. Основными размерами шины (рис. 11.10) являются ширина B и высота H профиля, посадочный d и наружный D диаметры.

Размер диагональных шин обозначается двумя числами — в виде сочетания размеров $B-d$. Для выпускаемых отечественных шин принята дюймовая система обозначения, т. е. размеры B и d даются в дюймах (например 6,95—16).

Размер радиальных шин обозначается тремя числами и буквой R. Например, 175/70R13, где 175 — ширина профиля шины B в мм; 70 — отношение высоты H к ширине профиля B в процентах; R — радиальная; 13 — посадочный диаметр d в дюймах.

Кроме размеров в маркировке шины указываются завод-изготовитель, модель шины, ее порядковый номер и другие данные. На шинах при необходимости наносят дополнительные обозначения. Например, надпись «Tubeless» — для бескамерных шин; знак M+S — для шин с зимним рисунком протектора; буква Ш — у шин, предназначенных для ошиповки, и ряд других обозначений.

11.3. Ободья, ступица и соединительный элемент колеса

Колеса автомобилей могут быть с глубокими неразборными и разборными ободьями, а также с соединительными элементами в виде дисков, спиц или без них.

Ободья служат для установки пневматической шины. Они имеют специальный профиль. Их штампуют или прокатывают из стали, а также отливают совместно с диском из легких сплавов (алюминиевые, магниевые).

К ободу колеса предъявляются требования, в соответствии с которыми обод должен полностью соответствовать применяемой

шине; должен иметь высокую прочность и долговечность, минимальное биение и дисбаланс, минимальную массу и момент инерции, а также обеспечивать легкость монтажа и демонтажа шины.

При применении бескамерных шин к ободу колеса предъявляются дополнительные требования, по которым обод должен иметь одинаковые посадочные размеры для камерной и бескамерной шин и защитное коррозионно-стойкое покрытие, облегчающее монтажно-демонтажные работы, а также обеспечивать установку камерной шины, надежную герметизацию шины, герметичное соединение шины с ободом в условиях эксплуатации даже при движении с минимальным давлением воздуха в шине.

Глубокий обод 2 (см. рис. 11.3, а) используется для колес легковых автомобилей. Он выполнен неразборным. В средней части такого обода сделана выемка В, которая облегчает монтаж и демонтаж шины. Выемка может быть симметричной или несимметричной. По обе стороны от выемки расположены конические полки, которые заканчиваются бортами. Угол наклона полок обода составляет (5°), вследствие чего улучшается посадка шины на обode.

Глубокие ободья отличаются большой жесткостью, малой массой и простотой изготовления. Однако на таких ободьях можно монтировать только шины сравнительно небольших размеров с высокой эластичностью бортовой части. Поэтому глубокие ободья используются только в колесах легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности.

Разборные ободья применяют для колес большинства грузовых автомобилей. Конструкция их весьма разнообразна. На рис. 11.11 показан разборный обод с конической посадочной полкой, наиболее часто используемый для камерных шин грузовых автомобилей. Обод 3 имеет неразрезное съемное бортовое кольцо 1 с конической полкой и пружинное разрезное кольцо 2. Съемное бортовое кольцо удерживается на обode с помощью пружинного кольца. Разборные ободья облегчают монтаж и демонтаж шин грузовых автомобилей, которые имеют большую массу, размеры и жесткую бортовую часть.

Для шин с регулируемым давлением воздуха, широкопрофильных, арочных, а также некоторых шин грузовых автомобилей большой грузоподъемности применяют разборные ободья с распорными кольцами. Они состоят из двух частей, соединяемых между собой болтами. Разборные ободья обеспечивают надежное крепление шины независимо от внутреннего давления воздуха в ней.

Ступица обеспечивает установку колеса на мосту и дает возможность колесу вращаться. Ступицы делают обычно из стали или ковкого чугуна. Их монтируют на мосту с помощью конических роликовых подшипников. Кроме колес к ступицам также крепят тормозные барабаны и фланцы полуосей (ведущие мосты грузовых автомобилей).

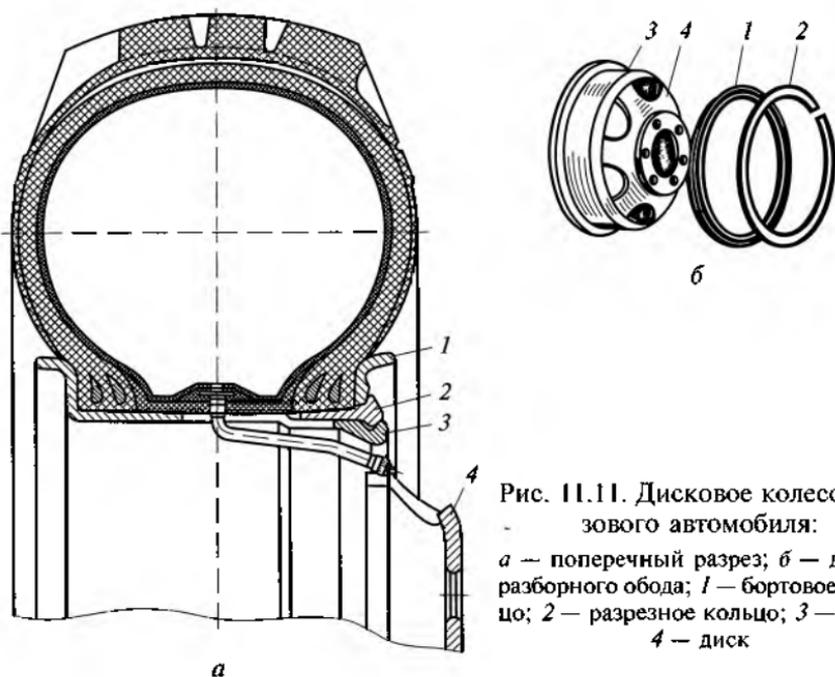


Рис. 11.11. Дисковое колесо грузового автомобиля:

a — поперечный разрез; *б* — детали разборного обода; 1 — бортовое кольцо; 2 — разрезное кольцо; 3 — обод; 4 — диск

Ступица передних колес автомобиля (см. рис. 10.12) — фланцевая, изготовлена из легированной стали. Ступица 3 установлена в поворотном кулаке 10 на двух конических роликовых подшипниках 8. Наружные кольца подшипников запрессованы в поворотном кулаке, а внутренние кольца установлены на хвостовике ступицы, который имеет внутренние шлицы и соединен с хвостовиком 7 корпуса наружного шарнира привода передних колес автомобиля. Конусная втулка 5 обеспечивает правильную установку хвостовика 7 относительно ступицы колеса. Положение подшипников 8 на ступице фиксируется гайкой. С ее помощью регулируют осевой зазор в подшипниках, равный 0,025...0,080 мм. Подшипники смазывают при сборке. Для защиты подшипников ступицы от пыли, грязи и влаги, а также для удержания смазки в поворотном кулаке установлены манжеты 9 и защитные кольца, а с наружной стороны — штампованный декоративный колпак 6. С помощью сферических гаек и шпилек 4 к ступице прикрепляют колесо и диск 2 тормозного механизма, закрытый тормозным щитом 1. Ступица задних колес отсутствует. Ее заменяет фланец полуоси 9 (см. рис. 9.5), который является вращающейся посадочной частью колеса. С помощью сферических гаек 31 и шпилек к фланцу полуоси прикрепляют колесо и тормозной барабан 1.

Ступица 16 (см. рис. 10.14) переднего колеса автомобиля установлена в поворотном кулаке 13 на двухрядном шариковом подшипнике 20 закрытого типа. Подшипник фиксируется в поворот-

ном кулаке стопорными кольцами 15. Ступица с помощью внутренних шлицов соединена с хвостовиком 18 корпуса наружного шарнира привода передних колес и крепится на нем гайкой, которая закрывается декоративным пластмассовым колпаком 17. К ступице крепятся направляющими штифтами 19 тормозной диск 14. Штифты центрируют относительно ступицы колесо, которое крепится к ней сферическими болтами. Этими же болтами дополнительно крепится к ступице тормозной диск. Ступица 1 (см. рис. 10.17) заднего колеса установлена на оси 15 на закрытом двухрядном шариковом подшипнике 18, который фиксируется в ступице стопорным кольцом 20. Ступица крепится на оси с помощью гайки 17, закрываемой пластмассовым колпаком 16. Ось 15 ступицы колеса вместе с тормозным щитом 19 крепится болтами к фланцу 21 продольного рычага 2 задней подвески. К ступице сферическими болтами прикрепляется тормозной барабан и колесо.

Соединительный элемент колеса чаще всего выполняется в виде диска. Такие колеса называются дисковыми.

Диск 1 (см. рис. 11.3, а) — штампованный из листовой стали, делается выгнутым для увеличения жесткости и с вырезами или отверстиями Б. Вырезы и отверстия в диске уменьшают массу колеса, облегчают монтажно-демонтажные работы, а также улучшают охлаждение тормозных механизмов и шин. Диски присоединяют к ободьям колес сваркой. Для крепления колеса к ступице в диске имеются отверстия А со сферическими фасками. Крепление производят шпильками со сферическими гайками или болтами.

Бездисковые колеса имеют соединительную часть, изготовленную совместно со ступицей. Они делаются разъемными в продольной и поперечной плоскостях. На рис. 11.12 представлено бездисковое колесо с разъемом в поперечной плоскости. Колесо состоит из трех секторов 1, которые скомпонованы в единое кольцо с

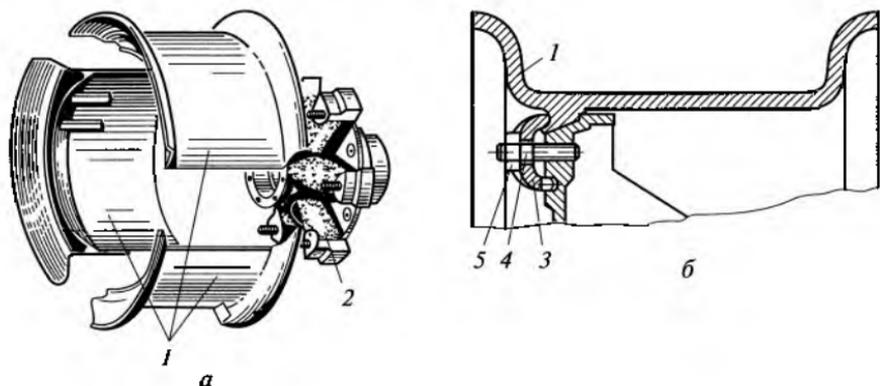


Рис. 11.12. Конструкция (а) и крепление (б) бездискового колеса:

1 — секторы; 2 — ступица; 3 — прижим; 4 — шпилька; 5 — гайка

помощью специальных вырезов (скосов), выполненных на торцах секторов. При монтаже секторы колеса устанавливают в определенной последовательности в лежащую шину, а затем вместе с шиной прикрепляют к ступице 2 специальными прижимами 3, шпильками 4 и гайками 5. Бездисковые колеса получили широкое применение на грузовых автомобилях и автобусах.

11.4. Неуравновешенность и балансировка колес

Уравновешенность и минимальное биение колес, особенно передних управляемых, имеют важное значения для автомобилей, движущихся с высокими скоростями. Неуравновешенность и биение колес тесно связаны между собой, действуют совместно и при движении автомобиля вызывают дисбаланс колес.

При дисбалансе колес ухудшается комфортабельность езды, сокращается срок службы шин, амортизаторов, рулевого управления, увеличиваются расход топлива и затраты на техническое обслуживание. Дисбаланс передних управляемых колес вызывает их автоколебания относительно шкворней, ускоренное изнашивание шарниров подвески и приводит к ухудшению устойчивости, управляемости и безопасности движения автомобиля.

Дисбаланс колеса складывается из дисбаланса тормозного барабана или тормозного диска со ступицей (10...30%), дисбаланса обода с диском (20...25%), дисбаланса шины и вентиля (55...75%) и дисбаланса, вызванного радиальным и осевым биением колеса.

Различают статический, динамический и комбинированный дисбаланс колеса.

При *статическом дисбалансе* (рис. 11.13, а) ось 1 вращения колеса и его главная центральная ось 2 инерции не совпадают, но параллельны между собой. При качении колеса его неуравновешенная масса создает центробежную силу $P_{ц}$, которая возрастает пропорционально квадрату скорости вращения колеса:

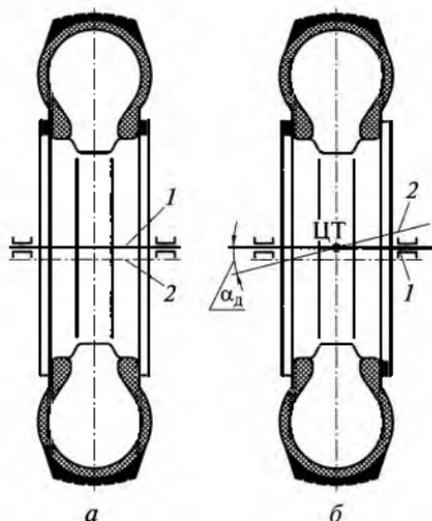
$$P_{ц} = m_{н} \omega_{к}^2 r_{ц},$$

где $m_{н}$ — неуравновешенная масса; $\omega_{к}$ — угловая скорость колеса; $r_{ц}$ — расстояние от оси вращения колеса до центра тяжести неуравновешенной массы.

При *динамическом дисбалансе* (рис. 11.13, б) ось 1 вращения колеса проходит через центр тяжести (ЦТ) колеса и составляет некоторый угол α_d с главной центральной осью 2 инерции колеса. Динамический дисбаланс обусловлен неравномерностью распределения массы по ширине колеса. Он обычно возрастает при увеличении ширины колеса. Динамический дисбаланс может быть обнаружен только при вращении колеса.

Рис. 11.13. Статический (а) и динамический (б) дисбаланс колес:

1 — ось вращения; 2 — ось инерции;
 α_d — угол между осями



При *комбинированном дисбалансе* колесо имеет одновременно статический и динамический дисбалансы.

Колесо считается *уравновешенным*, если ось его вращения одновременно является и главной центральной осью инерции колеса.

Дисбаланс колеса в сборе устраняют при помощи балансировочных грузиков, которые устанавливают на ободе колеса.

Колеса грузовых автомобилей балансируют статически, а колеса легковых автомобилей — динамически на специальных стендах. При статической балансировке грузики размещают с наружной стороны колеса (в одной плоскости), а при динамической балансировке — с наружной и внутренней сторон колеса (в двух плоскостях).

Динамическая балансировка колес является общей и более предпочтительной. Колесо *уравновешенное* при динамической балансировке является и статически *уравновешенным*. *Уравновешенным* считается колесо, у которого ось вращения и главная центральная ось инерции совпадают.

Полностью дисбаланс колеса устранить невозможно. Поэтому тормозной барабан со ступицей, ободом и диском балансируют с точностью до 400...500 Н·м, шину — до 500...1 000 Н·м, а колесо с шиной в сборе — до 1 000...1 200 Н·м. Иногда на шины наносят специальную метку, указывающую наиболее легкое ее место, которое следует устанавливать у вентиля камеры для *уравновешивания* колеса.

11.5. Регулирование давления воздуха в шинах

На грузовых автомобилях повышенной и высокой проходимости применяют централизованное регулирование давления воздуха в шинах колес, что существенно повышает проходимость автомобилей.

Система регулирования позволяет изменять (в зависимости от состояния дороги) давление воздуха в шинах от 0,05 до 0,35 МПа,

как при движении, так и при стоянках; осуществлять непрерывную подкачку воздуха в шины при их проколах и мелких повреждениях, обеспечивая безостановочное движение автомобиля; контролировать давление воздуха в шинах.

На автомобилях с пневматическими или пневмогидравлическими тормозными приводами система регулирования давления воздуха в шинах подключается параллельно к этим приводам. При гидравлических тормозных приводах на автомобилях применяется отдельная система для подкачки воздуха шин.

В систему регулирования давления воздуха в шинах входят (рис. 11.14, *а*) компрессор 8, воздушный баллон 7, клапан ограничения падения давления 4, кран управления 2, блок шинных кранов 9, воздухоподводящие устройства 6, запорные краны 5 колес, воздухопроводы 3 и манометр 1.

Компрессор 8 — одноцилиндровый, установлен на двигателе и приводится ременной передачей от коленчатого вала двигателя.

Клапан 4 ограничения падения давления позволяет поддерживать в баллоне необходимый запас сжатого воздуха.

Кран управления 2 служит для подачи сжатого воздуха из баллона в шины 10 и выпуска воздуха из шин. Рычаг крана имеет три фиксированных положения: накачка шин, нейтральное положение и выпуск воздуха из шин. Кран управления размещен в кабине автомобиля.

Блок 9 шинных кранов имеет несколько вентилях, число которых соответствует числу колес автомобиля. Он позволяет изменять давление воздуха в шине каждого колеса.

Воздухоподводящие устройства 6 с помощью блока манжет исключают утечку воздуха, подводимого к колесам.

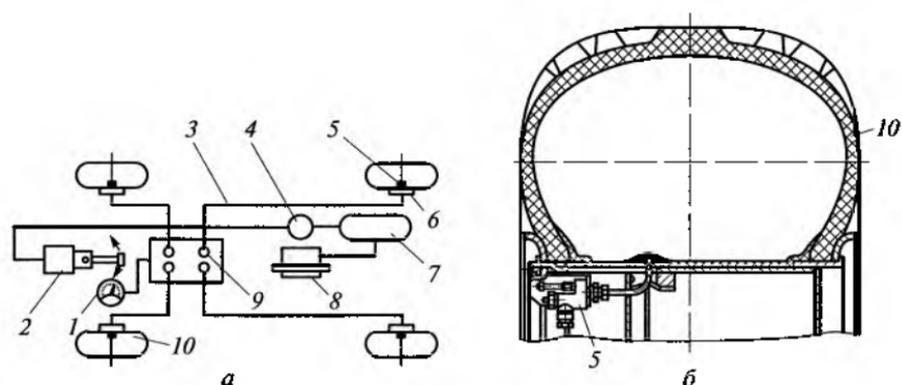


Рис. 11.14. Система регулирования давления воздуха в шинах:

а — схема; *б* — колесо с подкачкой воздуха; 1 — манометр; 2 — кран управления; 3 — воздухопровод; 4 — клапан; 5 — запорный кран; 6 — воздухоподводящее устройство; 7 — воздушный баллон; 8 — компрессор; 9 — блок кранов; 10 — широкопрофильная шина

Запорные колесные краны 5 предназначены для отключения каждой шины от системы регулирования давления воздуха. Их закрывают только при длительных стоянках автомобиля для исключения утечки воздуха из шин через неплотности воздухоподводящих устройств. Запорные краны устанавливаются на дисках колес (рис. 11.14, б).

На рис. 11.15 представлен кран управления давлением системы регулирования воздуха в шинах. Кран состоит из корпуса 2 и золотника 4. На кране установлен клапан 1 ограничения падения давления воздуха. Кран имеет три вывода. Вывод I предназначен для подвода сжатого воздуха из воздушного баллона, вывод II — для подвода сжатого воздуха к шинам и вывод III — для выпуска воздуха наружу.

Золотник 4 имеет кольцевую проточку и уплотняется двумя манжетами 3. Он может занимать три рабочих положения: левое, правое и среднее.

При левом положении проточка золотника находится против левой манжеты и сжатый воздух поступает из воздушного баллона в шины. При правом положении проточка золотника располагается против правой манжеты, и сжатый воздух из шин выходит наружу. При среднем положении проточка золотника устанавливается между манжетами. В этом случае перекрывается поступление сжатого воздуха в шины и выпуск наружу.

Воздухоподводящее устройство системы регулирования давления воздуха в шинах показано на рис. 11.16. Это устройство не только исключает утечку воздуха, но и обеспечивает его надежный подвод к шинам. Обычно подвод воздуха к шинам осуществляется с внутренней стороны колес. В этом случае воздухоподводящие каналы выполняются в цапфе и полуоси. Поступление воздуха от неподвижной цапфы 3 к подвижной полуоси 2 осуществляется в уплотнительном устройстве 1, которое состоит из двух манжет и обоймы.

При применении системы регулирования давления воздуха в шинах, как указывалось ранее, необходимо использовать специ-

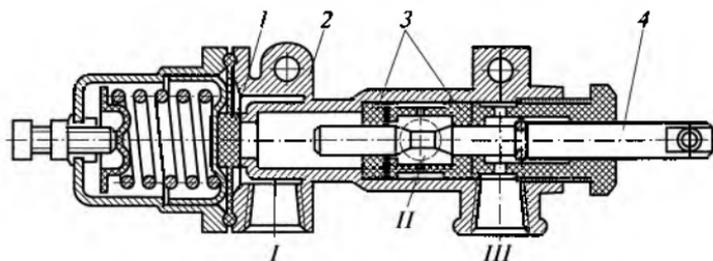


Рис. 11.15. Кран управления давлением:

1 — клапан; 2 — корпус; 3 — манжеты; 4 — золотник; I... III — выходы

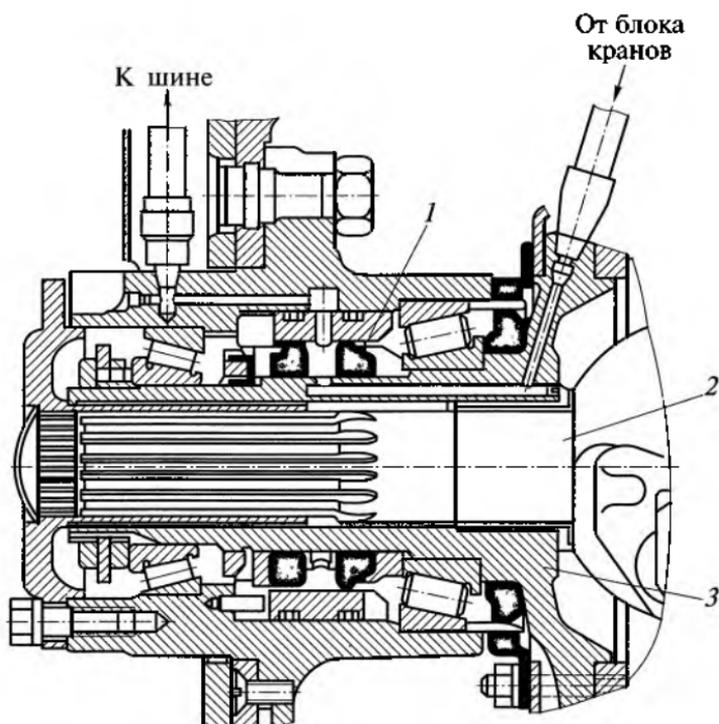


Рис. 11.16. Воздухоподводящее устройство:
1 — уплотнительное устройство; 2 — полюсь; 3 — цапфа

альные шины, имеющие большую ширину профиля и уменьшенное число слоев корда каркаса для повышения эластичности шин.

11.6. Расчет колес

При расчете колес выполняется:

- подбор шин;
- расчет максимально допустимой нагрузки на колесо с шиной и момента инерции колеса;
- расчет подшипников ступиц колес.

Подбор шин. Срок службы пневматических шин во многом зависит от условий эксплуатации. Например, в одних и тех же условиях эксплуатации при снижении нагрузки на колесо на 20 % срок службы шин увеличивается почти на 30 %, а при увеличении нагрузки на 20 % — сокращается примерно на 50 %. Поэтому при подборе шин для проектируемого автомобиля необходимо учитывать будущие условия его эксплуатации, в первую очередь, использование грузоподъемности автомобиля и типы дорог, для которых предназначается автомобиль.

При подборе шин вначале необходимо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо для полностью груженого автомобиля.

У легковых автомобилей нагрузка на передние и задние колеса при всех пассажирах почти одинакова.

У грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 при двухскатных задних колесах при полной нагрузке на передние колеса приходится 25... 30 % всей нагрузки автомобиля. Хотя на задних двухскатных колесах устанавливаются четыре шины, все равно на каждую из них приходится большая нагрузка, чем на шину переднего колеса. Поэтому подбор шин для грузового автомобиля производится по нагрузке, приходящейся на одно заднее колесо. По значению этой нагрузки на шины подбирают размер шин и определяют статический радиус колеса r_k .

У грузовых автомобилей, предназначенных для различных дорожных условий эксплуатации, перегрузка шин по сравнению с допустимой нагрузкой не допускается.

У автомобилей, предназначенных для работы только на дорогах с асфальтобетонным покрытием при ограниченных скоростях движения (фургоны городской торговой сети, автомобили коммунального обслуживания и др.), иногда допускается перегрузка шин не более чем на 10... 15 %.

Для автобусов шины подбирают по нагрузке на колесо при условии, что все места для сидения заняты. При этом для городских автобусов учитываются и стоящие пассажиры (5 человек на 1 м^2 свободной площади салона кузова). В междугородних автобусах учитывается масса багажа.

Иногда допускается перегрузка шин городских автобусов — не более чем на 10 %, а перегрузка шин междугородних автобусов не допускается.

При подборе шин для автомобилей приходится учитывать некоторые параметры, характеризующие работоспособность шины, которые определяют расчетным путем. Например, важнейшей характеристикой шины является ее упругая характеристика, которая представляет собой зависимость прогиба шины (радиальной деформации) от нагрузки на колесо.

Радиальная деформация торoidalной шины при допустимой нагрузке не должна превышать 12... 15 % высоты ее профиля:

$$f = \frac{c_2 G_k}{2(p_w + p_k)} + \sqrt{\left[\frac{c_2 G_k}{2(p_w + p_k)} \right]^2 + c_1 G_k},$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты, учитывающие конструкцию и размер шин; $c_1 = 0,02 \dots 0,04 \text{ м/МПа}$, $c_2 = 0,2 \dots 0,5 \text{ см}^{-1}$ (меньшие значения для шин автомобилей ограниченной проходимости); G_k —

нагрузка на колесо; $p_{ш}$ — давление воздуха в шине; $p_k = 0,01 \dots 0,03$ МПа — жесткость каркаса шины (меньшие значения для шин с малым числом слоев корда).

Для каждого типоразмера шин существует предельная (критическая) скорость, превышение которой приводит к значительному изменению свойств шины и выходу ее из строя.

Критическая скорость шины, км/ч:

$$v_{кр} = 3,6 \sqrt{\frac{p_{ш} (R_k - r_0)^2}{2R_k q_{ср}}} \operatorname{tg} \beta_k,$$

где R_k — радиус длины по короне (экватору), м (рис. 11.17); r_0 — радиус шины по центральной части, м; $q_{ср}$ — масса шины, приходящаяся на 1 м^2 поверхности беговой части, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^3$; $q_{ср} = \gamma_{ш} t_{ш}$ ($\gamma_{ш}$ — плотность материала шины, $\text{кг}/\text{м}^3$; $t_{ш}$ — толщина беговой части шины, м); $\beta_k = 50 \dots 52^\circ$ — угол направления нити корда.

При скоростях движения, превышающих критическую скорость, на беговой поверхности шины возникают непрерывные колебания с большими амплитудами, что приводит к возникновению ударов протектора. В результате резко увеличивается сопротивление качению, возрастает нагрев и сокращается срок службы шины. Поэтому при проектировании шин необходимо, чтобы критическая скорость была в 1,5–2 раза больше, чем максимальная скорость движения автомобиля.

Для предотвращения проворачивания шины на ободу момент трения, удерживающий шину на колесе, должен быть больше в 1,5–2 раза момента сцепления колеса с дорогой.

Момент трения определяется по следующей формуле:

$$M_{тр} = \mu R_{ср} Q,$$

где $\mu = 0,45 \dots 0,60$ — коэффициент трения шины по ободу; $R_{ср}$ — средний радиус шины; Q — осевая сила.

Осевая сила зависит от давления воздуха в шине $p_{ш}$, радиуса шины по ее центральной части r_0 и диаметра обода d :

$$Q = p_{ш} \pi \left(r_0^2 - \frac{d^2}{4} \right).$$

Нагрузка на колесо. Максимально допустимую нагрузку на колесо с шиной можно определить по следующей формуле:

$$G_{к \max} = k_{ш} B_{ш}^2 \frac{d + B_{ш}}{d_c + B_{ш}},$$

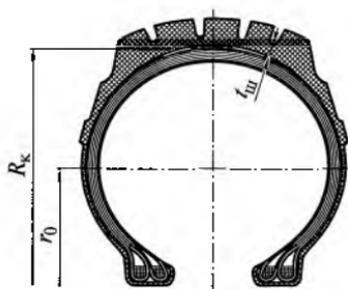


Рис. 11.17. Расчетная схема шины

где $k_{ш}$ — коэффициент грузоподъемности шин ($k_{ш} = 0,15 \dots 0,17$ МПа для шин легковых автомобилей и с регулируемым давлением; $k_{ш} = 0,23 \dots 0,27$ МПа для тороидных шин грузовых автомобилей); $B_{ш}$ — ширина профиля шины; d — диаметр обода выбираемой шины, м; d_c — диаметр стандартного обода.

При движении автомобиля его колеса могут катиться в различных режимах — тяговом, ведомом и тормозном. При этих режимах качения со стороны дороги на колеса действуют нормальная R_z и касательная R_x реакции, которые вызывают нагруженность колес.

Для всех режимов качения колес касательная реакция дороги

$$R_x = \frac{M_{кр}}{r_k} - R_z f_k - \frac{J_k}{r_k^2} j,$$

где $M_{кр}$ — момент, подводимый к колесу полуосью (крутящий момент), а также от тормозного барабана или тормозного диска (тормозной момент); r_k — радиус колеса; R_z — нормальная реакция; f_k — коэффициент сопротивления качению; J_k — момент инерции колеса относительно оси его вращения; j — ускорение колеса.

Моменты инерции колес, во многом определяющие тягово-скоростные свойства автомобиля, изменяются в очень широких пределах из-за разницы в массах даже колес, имеющих шины одного типоразмера. Поэтому при предварительных расчетах вместо момента инерции колеса удобнее пользоваться массой и отношением радиуса инерции колеса с шиной к номинальному (посадочному) диаметру обода. Это отношение для дисковых колес с шинами составляет $0,70 \dots 0,75$.

Таким образом, для расчетов можно принять момент инерции дискового колеса:

$$J_k = (m_k + m_{ш})(0,72d)^2,$$

где m_k и $m_{ш}$ — массы соответственно обода с диском и шины; d — номинальный диаметр обода колеса.

При движении автомобиля под действием внешних сил и моментов в колесах возникают усталостные напряжения. При изготовлении и сборке колес в них возникают статические напряжения.

Детали колес выполняются из различных марок сталей. Ободья, бортовые кольца и диски изготавливают из стали 08, 08кп, 15, 15кп, замочные кольца — из стали 40, 45Г, 50, 50Г, ступицы — из ковкого чугуна КЧ или стали 35Л, 40Л.

Подшипники колес. Подшипники ступиц колес устанавливаются с максимально возможным расстоянием между их центрами (рис. 11.18) для уменьшения усилий, действующих на подшипники от боковых сил. При этом внутренний подшипник 1 обычно имеет большую грузоподъемность, чем наружный 2.

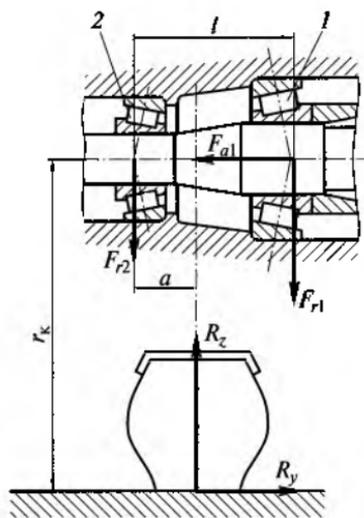


Рис. 11.18. Схема для расчета подшипников ступицы колеса:

1, 2 — внутренний и наружный подшипники соответственно

Расчет подшипников ступиц колес состоит в определении их долговечности. Для этого необходимо знать значения усилий, действующих на подшипники.

При расчете рассматривают прямолинейное и криволинейное ($R = 50$ м) движение автомобиля со скоростью $v = 40$ км/ч. При этом считают, что автомобиль движется прямолинейно 90 % пути, а на поворотах вправо и влево — по 5 % пути, причем влиянием тяговой силы и развалом колес пренебрегают.

При прямолинейном движении автомобиля на ступицу колеса действует вертикальная реакция

При прямолинейном движении автомобиля на ступицу колеса действует вертикальная реакция

$$R_z = 0,5m'_a g,$$

где m'_a — масса автомобиля, приходящаяся на колеса моста.

На ступицу колеса также действует усилие от боковой реакции

$$R_y = f_t R_z,$$

где $f_t = 0,05$ — коэффициент трения.

Под действием реакций R_z и R_y при прямолинейном движении радиальные нагрузки на внутренний и наружный подшипники соответственно будут равны:

$$F_{r1} = R_z \frac{a}{l} + R_y \frac{r_k}{l}; F_{r2} = R_z \frac{l-a}{l} - R_y \frac{r_k}{l},$$

где a и l — расчетные размеры; r_k — радиус колеса.

При этом действием осевой нагрузки на подшипники пренебрегают.

При криволинейном движении автомобиля вертикальная реакция

$$R_z = 0,5m'_a g \left(1 \pm \frac{2h_u}{B_k} \right) \frac{v^2}{Rg},$$

где h_u — высота центра тяжести; знак (+) относится к наружному, а знак (-) — к внутреннему колесу по отношению к центру поворота автомобиля.

Боковая реакция при криволинейном движении

$$R_y = \varphi_y R_z,$$

где $\varphi_y = v^2/(Rg)$ — поперечный коэффициент сцепления колес с дорогой.

Под действием реакций R_z и R_y при криволинейном движении автомобиля нагрузки на внутренний и наружный подшипники наружного и внутреннего колес автомобиля определяются по следующим формулам.

Радиальные нагрузки:

наружное колесо

$$F_{r1н} = R_{zn} \frac{a}{l} + R_{yn} \frac{r_k}{l}; F_{r2н} = R_{zn} \frac{l-a}{l} - R_{yn} \frac{r_k}{l};$$

внутреннее колесо

$$F_{r1в} = R_{zv} \frac{a}{l} - R_{yv} \frac{r_k}{l}; F_{r2в} = R_{zv} \frac{l-a}{l} + R_{yv} \frac{r_k}{l}.$$

Осевые нагрузки:

наружное колесо

$$F_{a1н} = R_{yn}; F_{a2н} = 0;$$

внутреннее колесо

$$F_{a1в} = 0; F_{a2в} = R_{yv}.$$

Контрольные вопросы

1. Какие типы колес применяются на современных автомобилях?
2. Каковы основные части автомобильного колеса?
3. Какие требования предъявляют к шинам автомобиля?
4. Какие типы шин используют на легковых и грузовых автомобилях?
5. В чем заключаются особенности камерной и бескамерной шин?
6. Что представляют собой диагональные и радиальные шины?
7. Чем отличаются шины с регулируемым давлением от обычных шин?
8. Как подбирают шины для легковых, грузовых автомобилей и автобусов?
9. Что такое критическая скорость шины и какое влияние она оказывает на свойства и срок службы шины?
10. Какие причины вызывают дисбаланс колес и на что он влияет?
11. Чем отличается динамический дисбаланс колес от статического?
12. Какие причины вызывают статические и усталостные напряжения в колесах автомобиля?
13. Что выполняется при расчете колес автомобиля?

12. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

12.1. Назначение и типы

Рулевым управлением называется совокупность устройств, осуществляющих поворот управляемых колес автомобиля.

Рулевое управление служит для изменения и поддержания направления движения автомобиля. Оно в значительной степени обеспечивает безопасность движения автомобиля.

Рулевое управление автомобиля состоит из двух частей — рулевого механизма и рулевого привода.

В рулевой механизм входят рулевое колесо, рулевой вал и рулевая передача, которая определяет тип рулевого механизма.

В рулевой привод входят рулевая сошка, рулевые тяги, рычаги маятниковый и поворотных цапф, а также рулевой усилитель, устанавливаемый на ряде автомобилей. При этом рулевые тяги и рычаги поворотных цапф образуют рулевую трапецию, которая определяет тип рулевого привода.

На автомобилях изменение направления движения осуществляется поворотом передних колес различными типами рулевых управлений (рис. 12.1).

Применение левого или правого рулевого управления зависит от принятого в той или иной стране направления движения транспорта.

Левое рулевое управление применяется в автомобилях большинства стран, где принято правостороннее движение транспорта (Россия, США и др.), а правое рулевое управление — в странах с левосторонним движением транспорта (Япония, Великобритания). При этом рулевое колесо, установленное с левой или пра-

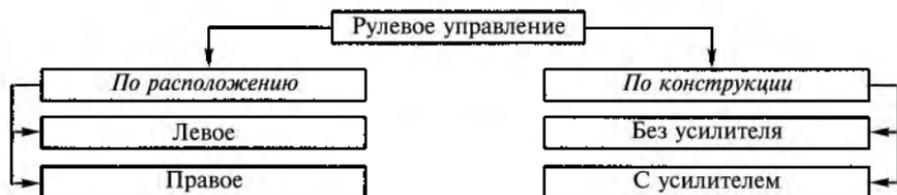


Рис. 12.1. Типы рулевых управлений, классифицированных по различным признакам

вой стороны автомобиля, обеспечивает лучшую видимость при разезде с транспортом, движущимся навстречу.

Применение рулевого управления различной конструкции (без усилителя или с усилителем) зависит от типа и назначения автомобиля. Рулевые управления без усилителя обычно устанавливаются на легковых автомобилях особо малого и малого классов и грузовых малой грузоподъемности.

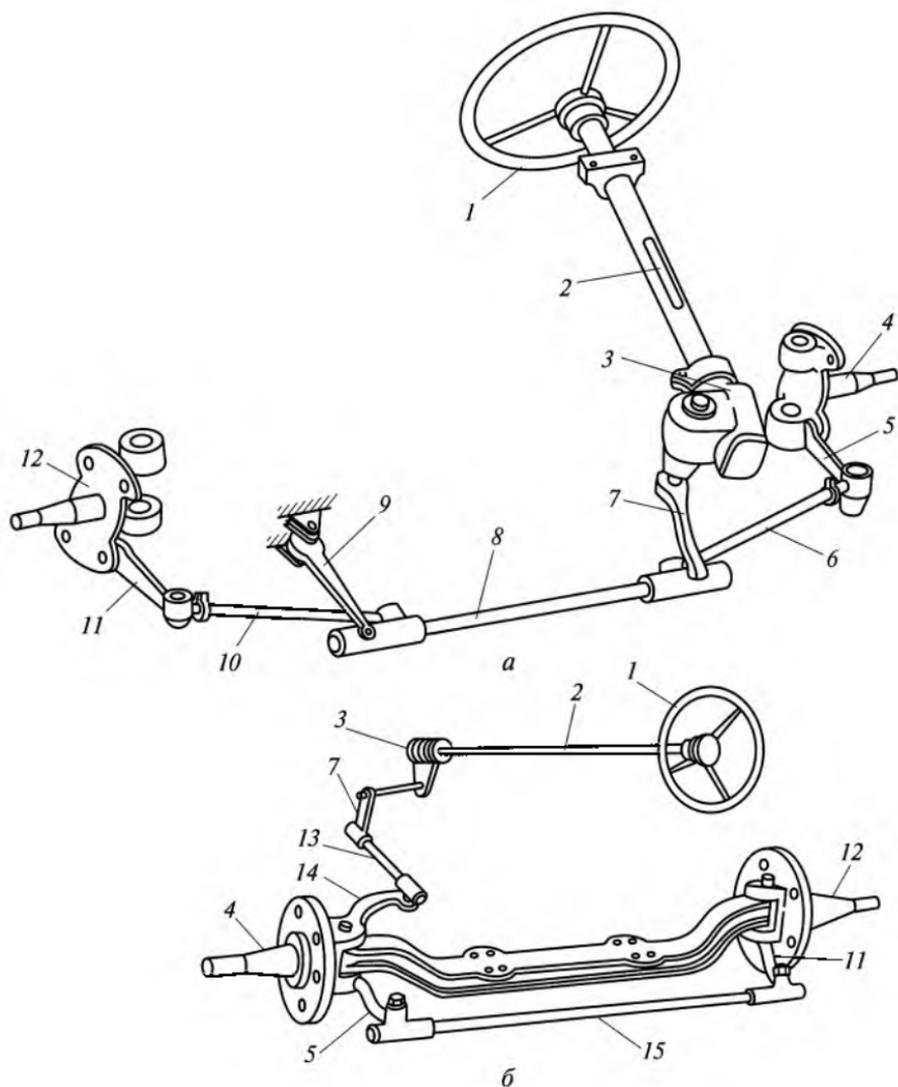


Рис. 12.2. Рулевые управления при независимой (а) и зависимой (б) подвесках управляемых колес:

1 — рулевое колесо; 2 — вал; 3 — рулевая передача; 4, 12 — цапфы; 5, 9, 11, 14 — рычаги; 7 — сошка; 6, 8, 10, 13, 15 — тяги

Рулевые управления с усилителем применяются на других автомобилях. При этом значительно облегчается их управление, улучшается маневренность и повышается безопасность движения — при разрыве шины автомобиль можно удержать на заданной траектории движения.

Конструкция рулевого управления во многом зависит от типа подвески передних колес автомобиля.

При независимой подвеске передних управляемых колес, которая применяется на всех легковых автомобилях, в рулевое управление без усилителя входят (рис. 12.2, а) рулевое колесо 1, рулевой вал 2, рулевая передача (механизм) 3, рулевая сошка 7, средняя рулевая тяга 8, маятниковый рычаг 9, боковые рулевые тяги 6 и 10, рычаги 5 и 11 поворотных цапф.

При вращении рулевого колеса 1 усилие от него на поворотные цапфы 4 и 12 передних колес передается через вал 2, рулевую передачу 3, сошку 7, среднюю 8 и боковые тяги 6 и 10, рычаги 5 и 11. В результате осуществляется поворот управляемых колес автомобиля.

При зависимой подвеске передних колес (рис. 12.2, б) рулевое управление без усилителя включает в себя рулевое колесо 1, рулевой вал 2, рулевую передачу 3, рулевую сошку 7, продольную рулевую тягу 13, поворотный рычаг 14, рычаги 5 и 11 поворотных цапф и поперечную рулевую тягу 15. При вращении рулевого колеса 1 вместе с ним вращается вал 2. Усилие от вала через рулевую передачу 3 передается на сошку 7, которая через продольную тягу 13 перемещает рычаг 14 с поворотной цапфой 4 левого колеса. Одновременно через рычаги 5 и 11 и поперечную тягу 15 поворачивается цапфа 12 правого колеса. Так производится поворот передних управляемых колес автомобиля.

12.2. Требования к рулевому управлению и его параметры

Рулевое управление оказывает существенное влияние на управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность движения автомобиля. Поэтому, кроме общих требований к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2), к нему предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми рулевое управление должно обеспечивать:

- минимальный радиус поворота для высокой маневренности автомобиля;
- легкость управления автомобилем;
- пропорциональность между усилием на рулевом колесе и сопротивлением повороту управляемых колес (силовое следящее действие);

- соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес (кинематическое следящее действие);
- минимальную передачу толчков и ударов на рулевое колесо от дорожных неровностей;
- предотвращение автоколебаний (самовозбуждающихся) управляемых колес вокруг осей поворота;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
- травмобезопасность, исключающую травмирование водителя при любых столкновениях автомобиля.

Соответствие конструкции рулевого управления предъявляемым требованиям зависит от правильного выбора параметров рулевого управления, рулевого механизма и рулевого привода.

Рассмотрим оценочные параметры рулевого управления в целом, а также оценочные параметры рулевого механизма и рулевого привода.

Минимальный радиус поворота. *Минимальным радиусом поворота* автомобиля называется расстояние от центра поворота до оси колеи переднего наружного управляемого колеса при максимальном угле поворота колеса. Минимальный радиус поворота регламентируется Правилами № 36 ЕЭК ООН, применяемыми в России.

Минимальный радиус поворота указывается в технической характеристике автомобиля. От значения этого радиуса во многом зависит маневренность автомобиля. Высокая маневренность автомобиля достигается выбором наибольшего угла поворота управляемых колес, при котором минимальный радиус поворота по колее переднего наружного колеса равен 2... 2,5 базам автомобиля (меньшие значения для автомобилей с большой базой, а большие — для автомобилей с малой базой).

Минимальный радиус поворота автомобиля определяется экспериментально при скорости движения автомобиля $v = 5$ км/ч и при максимальном повороте управляемых колес.

Минимальный радиус поворота автомобиля можно определить по следующей формуле (рис. 12.3):

$$R_{\text{п min}} = \frac{R_3 + 0,5B_1}{\cos(\theta_{\text{max}} - \delta_1)},$$

где $R_3 = \frac{L}{\text{tg}(\theta_{\text{max}} - \delta_1) + \text{tg}\delta_2}$ — радиус поворота автомобиля (из

ΔОАВ и ΔОБВ); B_1 — колея передних колес; θ_{max} — максимальный угол поворота управляемых колес; δ_1 , δ_2 — углы увода соответственно передних и задних колес (мостов); L — база автомобиля.

Центр поворота O автомобиля находится внутри его базы на некотором расстоянии C от оси задних колес, которое можно найти из ΔОБВ:

$$C = R_3 \text{tg}\delta_2.$$

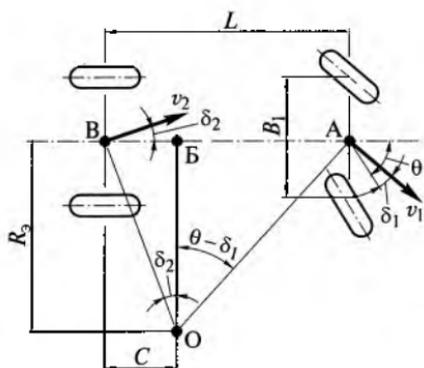


Рис. 12.3. Схема поворота автомобиля:

О — центр поворота; А, В — центры осей передних и задних колес; Б — проекция центра поворота на продольную ось автомобиля; v_1, v_2 — векторы скоростей передних и задних колес

Угловое передаточное число рулевого управления. Угловым передаточным числом рулевого управления называется отношение угла поворота рулевого колеса $\alpha_{p,k}$ к углу поворота управляемых колес θ :

$$u_{\omega} = \frac{\alpha_{p,k}}{\theta},$$

где $\theta = (\theta_n + \theta_v)/2$; θ_n и θ_v — углы поворота соответственно наружного и внутреннего управляемых колес.

Это передаточное число является переменным, зависит от передаточных чисел рулевого механизма $u_{p,m}$ и рулевого привода $u_{p,p}$ и равно их произведению:

$$u_{\omega} = u_{p,m} u_{p,p}.$$

От углового передаточного числа рулевого управления во многом зависят управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность движения автомобиля. Угловое передаточное число часто называют также передаточным числом рулевого управления.

Передаточное число рулевого механизма. Передаточным числом рулевого механизма называется отношение угла поворота рулевого колеса $\alpha_{p,k}$ к углу поворота вала рулевой сошки $\alpha_{p,c}$:

$$u_{p,m} = \frac{\alpha_{p,k}}{\alpha_{p,c}}.$$

В зависимости от типа и конструкции рулевого механизма его передаточное число при повороте рулевого колеса может изменяться или оставаться постоянным.

Рулевые механизмы большинства автомобилей имеют постоянное передаточное число $u_{p,m} = 13 \dots 22$ для легковых автомобилей и $u_{p,m} = 20 \dots 25$ для грузовых автомобилей.

Для легковых автомобилей целесообразно применять рулевые механизмы с переменным передаточным числом. Такие рулевые

механизмы при больших скоростях автомобиля обеспечивают высокую безопасность движения, так как небольшие повороты рулевого колеса не приводят к значительным поворотам управляемых колес.

Передаточное число рулевого привода. Передаточным числом рулевого привода называется отношение угла поворота вала рулевой сошки $\alpha_{p.c}$ к углу поворота управляемых колес θ :

$$u_{p.n} = \frac{\alpha_{p.c}}{\theta}.$$

Значение передаточного числа рулевого привода можно определить по отношению плеч поворотного рычага поворотного кулака (цапфы) и рулевой сошки:

$$u_{p.n} = \frac{l_{п.р}}{l_{p.c}},$$

где $l_{п.р}$ и $l_{p.c}$ — длины соответственно поворотного рычага и сошки.

Передаточное число рулевого привода при повороте рулевого колеса не остается постоянным, а изменяется, так как изменяется положение рычага и сошки. Его значение находится в пределах 0,85... 1,10.

Кинематическое передаточное число рулевого управления. Кинематическим передаточным числом рулевого управления называется угловое передаточное число, характеризующее жесткую кинематическую связь (при абсолютно жестких элементах рулевого управления) между углом поворота рулевого колеса и углами поворота управляемых колес.

В упругом рулевом управлении жесткая кинематическая связь нарушается вследствие деформации деталей рулевого механизма и рулевого привода. Причем при одинаковом повороте рулевого колеса по сравнению с жестким рулевым управлением управляемые колеса повернутся на меньший угол. В этом случае угловое передаточное число будет больше, чем кинематическое передаточное число.

Угловое передаточное число, учитывающее упругость рулевого управления, называется динамическим передаточным числом рулевого управления.

Динамическое передаточное число характеризует угловую жесткость (податливость) рулевого управления. При малой угловой жесткости рулевое управление обладает большой податливостью, что снижает чувствительность управления автомобилем. Но в этом случае толчки и удары, воспринимаемые управляемыми колесами от неровностей дороги, эффективно амортизируются рулевым управлением. Однако малая угловая жесткость рулевого уп-

равления может привести к нежелательным колебаниям (вилянию) управляемых колес и снижению устойчивости автомобиля.

На легковых автомобилях угловая жесткость рулевого управления составляет $1,0 \dots 3,5^\circ/(\text{Н} \cdot \text{м})$. Рулевые управления грузовых автомобилей имеют большую, чем у легковых автомобилей, угловую жесткость.

Податливость рулевого управления определяют экспериментально при закрепленных управляемых колесах. При этом измеряют углы поворота рулевого колеса и соответствующие им моменты, прилагаемые к рулевому колесу. Податливость рулевого управления можно оценивать также частотой собственных угловых колебаний системы, рассматриваемой в качестве одномассовой:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\psi}{J_k}},$$

где c_ψ — угловая жесткость рулевого привода; J_k — момент инерции управляемых колес.

Частота собственных угловых колебаний рулевого управления должна быть не менее 3 Гц.

Силовое передаточное число рулевого управления. Силовым передаточным числом рулевого управления называется отношение суммы сил сопротивления повороту управляемых колес P_c к усилию на рулевом колесе $P_{p,k}$:

$$u_c = \frac{P_c}{P_{p,k}}.$$

При практических расчетах для определения силового передаточного числа рулевого управления используют отношение момента сопротивления повороту управляемых колес M_c к моменту на рулевом колесе $M_{p,k}$:

$$u_c = \frac{M_c}{M_{p,k}}.$$

С помощью силового передаточного числа рулевого управления можно оценивать легкость управления автомобилем по усилию на рулевом колесе, необходимому для поворота управляемых колес.

Усилие на рулевом колесе для поворота автомобиля зависит от различных факторов — свойств шин, углов установки управляемых колес, стабилизации управляемых колес и др.

Усилие на рулевом колесе регламентируется Правилами № 79 ЕЭК ООН, применяемыми в России.

При проектировании максимальное усилие на рулевом колесе не должно превышать 120 Н, а минимальное — должно быть не менее 60 Н. Ограничение минимального усилия на рулевом колесе необходимо для того, чтобы водитель чувствовал дорогу. При повороте управляемых колес на месте на асфальтобетонной поверхности максимальное усилие на рулевом колесе не должно превышать 400 Н.

На легкость управления автомобилем оказывает влияние и рулевое колесо. Диаметр рулевого колеса зависит от типа автомобиля и составляет 380...425 мм для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности и 440...550 мм для автобусов и других грузовых автомобилей.

Максимальный угол поворота рулевого колеса от среднего положения до крайнего в каждую сторону в зависимости от типа и назначения автомобиля находится в пределах 540...1080°, что соответствует его 1,5...3 оборотам (меньшие значения для легковых автомобилей, а большие — для грузовых).

Силовое передаточное число рулевого привода. Силовым передаточным числом рулевого привода называется отношение момента сопротивления повороту управляемых колес M_c к моменту на валу рулевой сошки $M_{p.c}$:

$$u_{c.p.p} = \frac{M_c}{M_{p.c}}.$$

Значение силового передаточного числа рулевого привода зависит от типа привода и положения его звеньев.

КПД рулевого управления. КПД рулевого управления рассчитывается как произведение КПД рулевого механизма $\eta_{p.m}$ и КПД рулевого привода $\eta_{p.p}$:

$$\eta_{p.y} = \eta_{p.m}\eta_{p.p}.$$

КПД рулевого управления оценивает потери на трение в рулевом механизме и в рулевом приводе. Так, потери на трение в рулевом механизме составляют почти 50 % от общих потерь на трение в рулевом управлении, а потери на трение в шарнирах рулевого привода и шкворневых узлах управляемых колес составляют примерно 40...50 %.

Различают прямой $\eta_{п.ру}$ и обратный $\eta_{о.ру}$ КПД рулевого управления. Прямой КПД характеризует передачу усилия от рулевого колеса к управляемым колесам и составляет 0,67...0,82, а обратный характеризует передачу усилия от управляемых колес к рулевому колесу и составляет 0,58...0,65.

Рулевое управление должно иметь возможно большее значение прямого КПД, так как в этом случае будут меньше потери на трение и легче управление автомобилем.

Значение обратного КПД должно быть больше предела обратимости рулевого управления, но возможно ближе к нему, чтобы сохранить чувство дороги и стабилизацию управляемых колес. При этом возникающий поворачивающий момент при наезде управляемых колес на дорожные неровности (обратный удар) должен передаваться на рулевое колесо в минимальной степени.

Легкость управления автомобилем во многом зависит от КПД рулевого механизма.

КПД рулевого механизма, характеризующий передачу усилия от рулевого колеса к рулевой сошке, называется прямым КПД:

$$\eta_{п.р.м} = 1 - \frac{M_{тр1}}{M_{р.к}},$$

где $M_{тр1}$ — момент трения рулевого механизма, приведенный к рулевому колесу; $M_{р.к}$ — момент на рулевом колесе.

КПД рулевого механизма при передаче усилия от рулевой сошки к рулевому колесу называется обратным КПД:

$$\eta_{о.р.м} = 1 - \frac{M_{тр2}}{M_{в.с}},$$

где $M_{тр2}$ — момент трения рулевого механизма, приведенный к валу рулевой сошки; $M_{в.с}$ — момент на валу рулевой сошки, подведенный от управляемых колес.

Прямой и обратный КПД зависят от конструкции рулевого механизма и их значения составляют: $\eta_{п.р.м} = 0,60 \dots 0,95$; $\eta_{о.р.м} = 0,55 \dots 0,85$.

Учитывая трение в зацеплении рулевого механизма и пренебрегая трением в подшипниках и манжетах, можно определить прямой и обратный КПД для червячных и винтовых рулевых механизмов:

$$\eta_{п.р.м} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}; \quad \eta_{о.р.м} = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg} \beta},$$

где β — угол подъема винтовой линии червяка или винта; ρ — угол трения.

Обратный КПД рулевого механизма характеризует степень его обратимости. При небольшом значении обратного КПД вследствие трения в рулевом механизме гасятся толчки и удары, передаваемые на рулевое колесо от неровностей дороги. Однако при низком обратном КПД затрудняется самовозвращение рулевого колеса в исходное положение и, следовательно, ухудшается стабилизация управляемых колес. Так, например, при прямом КПД $\eta_{п.р.м} \leq 0,5$, обратный КПД $\eta_{о.р.м} = 0$, рулевой механизм становится необратимым, и стабилизация управляемых колес отсутствует.

КПД рулевого привода учитывает потери на трение во всех шарнирных соединениях рулевого привода. Значение КПД рулевого привода $\eta_{р.п} = 0,92 \dots 0,95$.

Зазор в рулевом управлении. Указанный зазор должен быть минимальным, чтобы предотвратить влияние управляемых колес и ухудшение устойчивости автомобиля.

Зазор в рулевом управлении определяется по углу свободного поворота рулевого колеса при нейтральном положении управляемых колес. Допустимый зазор в рулевом управлении для новых автомобилей не должен превышать $10 \dots 15^\circ$ свободного поворота рулевого колеса. Зазор в рулевом управлении складывается из зазоров в рулевом механизме и рулевом приводе. При эксплуатации увеличенный зазор в рулевом управлении может возникнуть в результате изнашивания рабочих поверхностей деталей рулевого управления и увеличения зазоров в подшипниках управляемых колес, шкворнях, шаровых шарнирах подвески, шарнирах рулевого привода, зацеплении рулевого механизма, а также при недостаточной затяжке креплений рулевой сошки, картера рулевого механизма и рулевого вала.

Наибольшее изнашивание рабочих поверхностей деталей рулевого управления происходит при прямолинейном движении автомобиля, когда управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Поэтому при нейтральном положении управляемых колес зазор в зацеплении рулевого механизма должен быть минимальным (близким к нулю).

При увеличении угла поворота рулевого колеса от нейтрального положения к крайним положениям зазор в зацеплении рулевого механизма должен постепенно увеличиваться (рис. 12.4) и в конце составить $25 \dots 35^\circ$ свободного поворота рулевого колеса. Это необходимо для предотвращения заклинивания (заедания) рулевого механизма после регулировки зацепления при изнашивании, которое обычно происходит в зоне, соответствующей небольшим углам поворота рулевого колеса.

Необходимая величина зазора в зацеплении рулевого механизма и характер его изменения обеспечиваются конструктивными методами (особенностями рулевого механизма) или технологией (например, сдвигом режущего инструмента при нарезке деталей зацепления механизма).

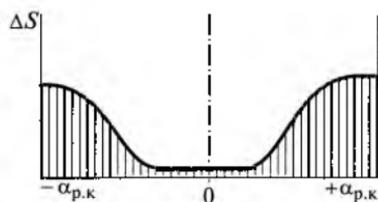


Рис. 12.4. Схема изменения зазора в рулевом механизме:

$\alpha_{р.к}$ — угол поворота рулевого колеса; ΔS — зазор

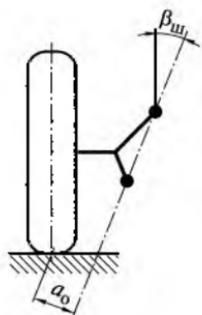


Рис. 12.5. Схема поперечного наклона оси поворота управляемого колеса:

a_0 — плечо обкатки; $\beta_{ш}$ — угол наклона

Толчки и удары на рулевом колесе. Причиной потери автомобилем управляемости могут быть резкие толчки, удары, передаваемые на рулевое колесо от дорожных неровностей.

Для обеспечения минимальной передачи толчков и ударов на рулевое колесо в конструкциях рулевых управлений выполняют следующее:

увеличивают передаточное число рулевого механизма в нейтральном положении управляемых колес автомобиля;

уменьшают плечо обкатки управляемых колес (рис. 12.5);

увеличивают податливость рулевого управления до оптимального значения,

обеспечивающего быстрое и своевременное реагирование управляемых колес на повороты рулевого колеса;

применяют амортизирующие устройства в рулевом механизме или в рулевом приводе;

применяют гидравлические усилители в рулевом управлении, воспринимающие и поглощающие толчки и удары, которые передаются от управляемых колес.

12.3. Травмобезопасное рулевое управление

Травмобезопасное рулевое управление является одним из конструктивных мероприятий, обеспечивающих пассивную безопасность автомобиля — свойство уменьшать тяжесть последствий дорожно-транспортных происшествий. Рулевой механизм рулевого управления может нанести серьезную травму водителю при лобовом столкновении с препятствием при смятии передней части автомобиля, когда рулевой механизм перемещается в сторону водителя.

Водитель также может получить травму от рулевого колеса или рулевого вала при резком перемещении вперед вследствие лобового столкновения, когда при слабом натяжении ремней безопасности перемещение составляет 300...400 мм. Для уменьшения тяжести травм, получаемых водителем при лобовых столкновениях, которые составляют более 50 % всех дорожно-транспортных происшествий, применяют различные конструкции травмобезопасных рулевых механизмов. С этой целью кроме рулевого колеса с утопленной ступицей и двумя спицами, позволяющими значительно снизить тяжесть наносимых травм при ударе, в рулевом

механизме устанавливают специальное энергопоглощающее устройство, а рулевой вал часто выполняют составным. Все это обеспечивает незначительное перемещение рулевого вала внутрь кузова автомобиля при лобовых столкновениях с препятствиями, автомобилями и другими транспортными средствами.

На рис. 12.6, *а* представлен рулевой механизм легкового автомобиля, рулевой вал которого состоит из трех частей, соединенных карданными шарнирами 2, а роль энергопоглощающего устройства выполняет специальное крепление рулевого вала к кузову автомобиля. При лобовом столкновении, когда передняя часть автомобиля деформируется, рулевой вал складывается и незначительно перемещается в салон кузова автомобиля. При этом кронштейн 1 крепления рулевого вала деформируется и поглощает часть энергии удара.

Рулевой механизм с энергопоглощающим устройством сильфонного типа показан на рис. 12.6, *б*. Рулевое колесо соединено с рулевым валом металлическим гофрированным цилиндром 3, который при столкновении деформируется, частично поглощает энергию удара и обеспечивает небольшое перемещение рулевого вала в сторону водителя.

На рис. 12.6, *в* представлен рулевой механизм, у которого верхняя часть рулевого вала выполнена в виде перфорированной тру-

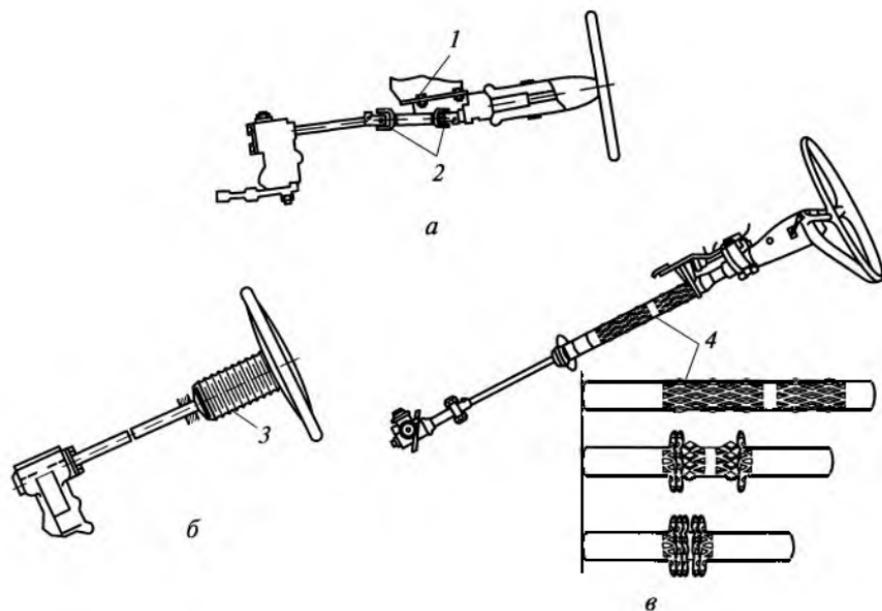


Рис. 12.6. Травмобезопасные рулевые механизмы:

а — рулевой вал, состоящий из трех частей; *б* — рулевой вал с энергопоглощающим устройством сильфонного типа; *в* — рулевой вал с перфорированной трубой; 1 — кронштейн; 2 — карданный шарнир; 3 — цилиндр; 4 — труба

бы 4. Показаны также последовательный процесс и максимальная деформация верхней части рулевого вала, которая весьма значительна.

В травмобезопасных рулевых управлениях легковых автомобилей применяются и другие энергопоглощающие устройства, которые соединяют составные рулевые валы. К ним относятся резиновые муфты специальной конструкции, а также устройства типа «японский фонарик», которые выполнены в виде нескольких продольных пластин, приваренных к концам соединяемых частей рулевого вала. При столкновениях резиновая муфта разрушается, а соединительные пластины деформируются и уменьшают перемещение рулевого вала внутрь салона кузова.

12.4. Рулевой механизм

Рулевым называется механизм, преобразующий вращение рулевого колеса в поступательное перемещение рулевого привода, вызывающее поворот управляемых колес автомобиля.

Рулевой механизм служит для увеличения усилия водителя, прилагаемого к рулевому колесу, и передачи его к рулевому приводу.

Увеличивать усилие водителя необходимо для облегчения управления автомобилем. Увеличение усилия, прилагаемого к рулевому колесу, происходит за счет передаточного числа рулевого механизма.

Передаточное число рулевого механизма зависит от типа автомобиля и составляет для различных автомобилей 15...25. Такие передаточные числа за один-два полных оборота рулевого колеса обеспечивают поворот управляемых колес автомобиля на максимальные углы, равные 35...45°.

К рулевым механизмам, кроме общих требований к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2), предъявляется ряд дополнительных требований. В соответствии с этими требованиями рулевые механизмы должны обеспечивать:

- высокий КПД при передаче усилия от рулевого колеса к управляемым колесам для легкости управления автомобилем и несколько меньший КПД в обратном направлении для уменьшения толчков и ударов на рулевом колесе от дорожных неровностей;
- обратимость механизма, исключающую снижение стабилизации управляемых колес автомобиля;
- минимальный зазор в зацеплении механизма при нейтральном положении управляемых колес и возможность регулирования этого зазора в процессе эксплуатации;
- заданный характер изменения передаточного числа механизма.



Рис. 12.7. Типы рулевых механизмов

На современных автомобилях имеют применение различные типы рулевых механизмов (рис. 12.7).

Червячные рулевые механизмы. Эти механизмы применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах. Наибольшее распространение получили *червячно-роликовые рулевые механизмы*, рулевая передача которых состоит из червяка и ролика (рис. 12.8, а). Червяк 1 имеет форму глобоида — его диаметр в средней части меньше, чем по концам. Такая форма обеспечивает надежное зацепление червяка с роликом 3 при повороте рулевого колеса на большие углы. Ролики могут быть двухгребневыми или трехгребневыми. Двухгребневые ролики применяются в рулевых механизмах легковых автомобилей, а трехгребневые — в рулевых механизмах грузовых автомобилей и автобусов.

При вращении червяка 1, закрепленного на рулевом валу 2, момент от червяка передается ролику 3, который установлен на подшипнике на оси, размещенной в пазу вала 4 рулевой сошки. При этом благодаря глобоидной форме червяка обеспечивается надежное зацепление его с роликом при повороте рулевого колеса на большие углы.

Червячно-роликовые рулевые механизмы имеют небольшие габаритные размеры, надежны в работе и просты в обслужива-

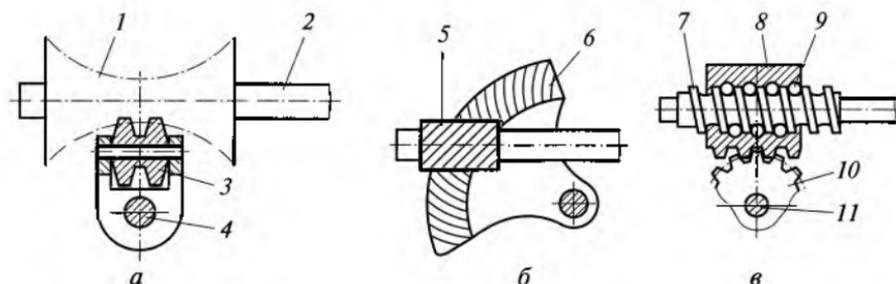
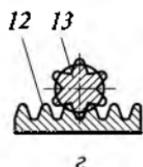


Рис. 12.8. Рулевые передачи:

а — червячно-роликовая; б — червячно-секторная; в — винтореечная; г — реечная; 1, 5 — червяки; 2, 4, 11 — валы; 3 — ролик; 6, 10 — секторы; 7 — винт; 8 — гайка-рейка; 9 — шарик; 12 — рейка; 13 — шестерня



нии. Их КПД достаточно высокий и составляет 0,85 при передаче усилий от рулевого колеса на управляемые колеса и 0,7 — от управляемых колес к рулевому колесу. Поэтому усилия водителя, затрачиваемые на преодоление трения в рулевом механизме, невелики.

При нейтральном положении рулевого колеса передаточное число червячно-роликового рулевого механизма

$$u_{p.m} = \frac{2\pi r_0}{t_q z_q},$$

где r_0 — начальный радиус глобоиды наименьшего сечения червяка; t_q — шаг винтовой линии червяка; z_q — число заходов червяка.

При повороте рулевого колеса передаточное число этого рулевого механизма от среднего положения к крайним несколько возрастает (примерно на 5...7%). Однако при практических расчетах передаточное число червячно-роликового рулевого механизма можно считать постоянным.

Червячно-секторные (червячно-спиройдные) рулевые механизмы получили меньшее распространение и применяются только на грузовых автомобилях. Рулевая передача этих механизмов (рис. 12.8, б) состоит из цилиндрического червяка 5 и бокового сектора 6 со спиральными зубьями, который выполнен совместно с валом рулевой сошки. Механизмы имеют небольшое давление на зубья при передаче больших усилий и небольшое изнашивание. Однако из-за наличия трения скольжения их КПД низкий и равен 0,7 и 0,55 соответственно при передаче усилия от рулевого колеса и обратно.

Передаточное число червячно-секторного рулевого механизма практически постоянно и равно

$$u_{p.m} = \frac{r_{01} \cos \beta_2}{r_{02} \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

где r_{01} и r_{02} — радиусы начальных окружностей соответственно червяка и сектора; β_1 и β_2 — углы соответственно подъема винтовой линии червяка и наклона зубьев сектора; z_1 и z_2 — число заходов червяка и число зубьев зубчатого колеса, из которого выполнен сектор.

Винтовые рулевые механизмы. Эти механизмы используют на тяжелых грузовых автомобилях. Наибольшее применение получили винтореечные механизмы.

Винтореечная рулевая передача (рис. 12.8, в) включает в себя винт 7, шариковую гайку-рейку 8 и сектор 10, изготовленный вместе с валом 11 рулевой сошки.

Вращение винта 7 преобразуется в поступательное перемещение гайки 8, на которой нарезана рейка, находящаяся в зацепле-

нии с зубчатым сектором 10 вала рулевой сошки. Для уменьшения трения и повышения износостойкости соединение винта с гайкой осуществляется через шарики 9.

КПД винтореечного механизма в обоих направлениях почти одинаков, достаточно высокий и находится в пределах 0,8...0,85. Поэтому при винтореечном рулевом механизме применяют гидросилитель руля, который воспринимает толчки и удары, передаваемые на рулевое колесо от неровностей дороги.

Передаточное число винтореечного рулевого механизма постоянно:

$$u_{p,m} = \frac{2\pi r_0}{h_b},$$

где r_0 — радиус начальной окружности зубьев сектора; h_b — шаг винта.

Винторычажные рулевые механизмы в настоящее время применяются редко, так как имеют низкий КПД и значительное изнашивание, которое невозможно компенсировать регулировкой.

Зубчатые рулевые механизмы. Эти механизмы применяются в основном на легковых автомобилях малого и среднего классов.

Шестеренные рулевые механизмы, имеющие цилиндрические или конические шестерни, используются редко.

Наибольшее применение получили реечные рулевые механизмы.

Реечная рулевая передача (рис. 12.8, г) состоит из шестерни 13 и рейки 12. Вращение шестерни 13, закрепленной на рулевом валу, вызывает перемещение рейки 12, которая выполняет роль поперечной рулевой тяги.

Реечные рулевые механизмы просты по конструкции, компактны и имеют наименьшую стоимость по сравнению с рулевыми механизмами других типов. Их КПД очень высок, приблизительно одинаков в обоих направлениях и равен 0,9...0,95.

Из-за большого значения обратного КПД реечные рулевые механизмы без усилителя устанавливают на легковых автомобилях особо малого и малого классов, так как только в этом случае они способны поглощать толчки и удары, которые передаются от дорожных неровностей на рулевое колесо.

На легковых автомобилях более высокого класса с реечным рулевым механизмом применяют гидросилитель руля, поглощающий толчки и удары со стороны дороги.

Угловое передаточное число рулевого управления с реечным рулевым механизмом можно определить по следующей формуле:

$$u_{\omega} = \frac{l_{np} \cos(\theta_0 \pm \theta)}{r'_{\omega}},$$

где $l_{пр}$ — длина поворотного рычага; θ_0 — угол среднего положения поворотного рычага при нейтральном положении управляемых колес; θ — угол поворота управляемых колес; $r'_ш$ — радиус шестерни механизма.

Из приведенной формулы следует, что угловое передаточное число рулевого управления с реечным рулевым механизмом переменное.

Усилие, действующее на зубчатую рейку механизма:

$$P_p'' = \frac{P_{р.к} R_{р.к}}{r_0},$$

где $P_{р.к}$ — усилие на рулевом колесе; $R_{р.к}$ — радиус рулевого колеса; r_0 — начальный радиус шестерни механизма.

12.5. Рулевой привод

Рулевым приводом называется система тяг и рычагов, осуществляющая связь управляемых колес автомобиля с рулевым механизмом.

Рулевой привод служит для передачи усилия от рулевого механизма к управляемым колесам и для обеспечения правильного поворота колес.

В соответствии с предъявляемыми требованиями рулевой привод должен обеспечивать:

- правильное соотношение углов поворота управляемых колес, исключающее боковое скольжение колес автомобиля;
- отсутствие автоколебаний (самовозбуждающихся) управляемых колес вокруг шкворней (осей поворота);
- отсутствие самопроизвольного поворота управляемых колес при колебаниях автомобиля на упругих устройствах подвески.

На автомобилях применяются различные типы рулевых приводов (рис. 12.9).

Рулевая трапеция. Основной частью рулевого привода является рулевая трапеция.

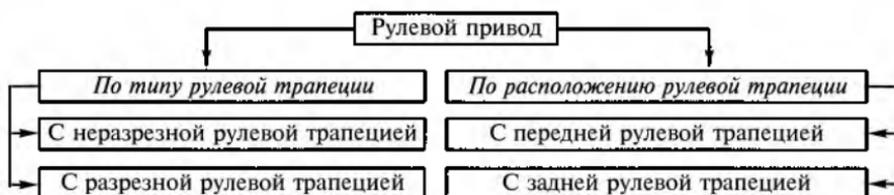


Рис. 12.9. Типы рулевых приводов, классифицированных по различным признакам

Рулевой называется трапеция (см. рис. 12.2, а), образованная поперечными рулевыми тягами, рычагами поворотных цапф и осью управляемых колес. Основанием трапеции является ось колес, вершиной — поперечные тяги 6, 8 и 10, а боковыми сторонами — рычаги 5 и 11 поворотных цапф. Рулевая трапеция служит для поворота управляемых колес на разные углы.

Внутреннее колесо (по отношению к центру поворота автомобиля) поворачивается на больший угол, чем наружное колесо. Это необходимо, чтобы при повороте автомобиля колеса катились без бокового скольжения и с наименьшим сопротивлением. В противном случае ухудшится управляемость автомобиля, возрастут расход топлива и изнашивание шин.

Между углами поворота управляемых колес существует зависимость (рис. 12.10), которая выражается следующим уравнением:

$$\operatorname{ctg}(\theta_n - \delta_n) - \operatorname{ctg}(\theta_v - \delta_v) = \frac{B_{\text{шк}}}{C},$$

где θ_n и θ_v — углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес; δ_n и δ_v — углы увода колес; $B_{\text{шк}}$ — расстояние между шкворнями; C — расстояние от оси задних колес до центра поворота автомобиля.

Рулевая трапеция может быть передней или задней. Передней называется рулевая трапеция, которая располагается перед осью передних управляемых колес (см. рис. 12.2, а).

Задней называется рулевая трапеция, которая располагается за осью передних управляемых колес (см. рис. 12.2, б).

Применение на автомобилях рулевого привода с передней или задней рулевой трапецией зависит от компоновки автомобиля и его рулевого управления. При этом рулевой привод может быть неразрезной или разрезной рулевой трапецией. Использование рулевого привода с неразрезной или разрезной трапецией зависит от подвески передних управляемых колес автомобиля.

Неразрезной называется рулевая трапеция, имеющая сплошную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса (см. рис. 12.2, б). Неразрезная рулевая трапеция применяется при зависимой подвеске передних управляемых колес на грузовых автомобилях и автобусах.

Разрезной называется рулевая трапеция, которая имеет многозвенную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса (см. рис. 12.2, а). Разрезная рулевая трапеция используется при независимой подвеске управляемых колес на легковых автомобилях.

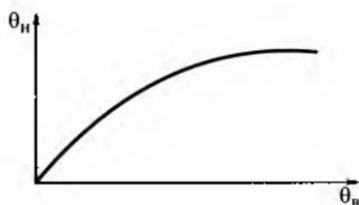


Рис. 12.10. Зависимость между углами поворота управляемых колес

Автоколебания управляемых колес. Такие колебания управляемых колес происходят вокруг шкворней (осей поворота). Они вызывают изнашивание шин и рулевого привода и могут привести к потере управляемости и нарушению безопасности движения. Автоколебания управляемых колес являются самовозбуждающимися. Причиной их возникновения является гироскопическая связь управляемых колес.

При наездах одного из колес на дорожные неровности при зависимой подвеске (рис. 12.11, а) происходит перекося переднего моста. Управляемые колеса наклоняются и изменяется положение оси их вращения. Это приводит к возникновению гироскопического момента $M_{Гxz}$, который действует в горизонтальной плоскости и поворачивает управляемые колеса вокруг шкворней. Поворот колес вокруг шкворней вызывает возникновение другого гироскопического момента $M_{Гzx}$, который действует в вертикальной плоскости и стремится увеличить перекося моста и наклон колес. Таким образом, перекося моста вызывает колебания управляемых колес вокруг шкворней, а они в свою очередь увеличивают перекося моста, т. е. обе колебательные системы связаны между собой и влияют друг на друга. Возникающие в этом случае колебания управляемых колес вокруг шкворней непрерывно повторяются (самовозбуждаются), являются устойчивыми и наиболее опасными.

Управляемые колеса автомобиля имеют двойную связь с его несущей системой, которая осуществляется через подвеску и рулевой привод. При вертикальных перемещениях колеса (рис. 12.11, б) шарнир А, соединяющий продольную рулевую тягу с рычагом поворотного кулака, должен перемещаться по дуге bb' с центром в точке O_1 , что обусловлено кинематикой рулевого привода. Кроме того, шарнир А также должен перемещаться по дуге aa' с центром O , что обусловлено кинематикой подвески. Однако дуги aa' и bb' расходятся, и поэтому вертикальные перемещения управляемых колес сопровождаются их поворотом вокруг шкворней.

Колебания управляемых колес вокруг шкворней совершаются с высокой и низкой частотой.

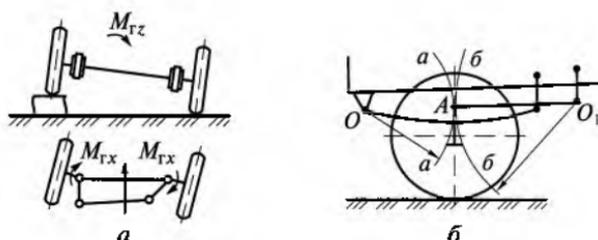


Рис. 12.11. Схемы возникновения автоколебаний управляемых колес: а — при зависимой подвеске; б — при двойной связи колес с несущей системой автомобиля

Колебания высокой частоты (более 10 Гц и с амплитудой не более $1,5 \dots 2^\circ$) происходят в пределах упругости шин и рулевого привода. Они не передаются водителю и не нарушают управляемость автомобиля, так как поглощаются в рулевом управлении. Однако высокочастотные колебания вызывают дополнительное изнашивание шин и деталей рулевого привода, повышают сопротивление движению автомобиля и увеличивают расход топлива.

Колебания низкой частоты (менее 1 Гц и амплитудой $2 \dots 3^\circ$) нарушают управляемость автомобиля и безопасность движения. Для их устранения необходимо снизить скорость движения.

Полностью устранить колебания управляемых колес вокруг шкворней невозможно — их только можно уменьшить. Это достигается применением независимой подвески управляемых колес, что уменьшает гироскопическую связь между ними; применением балансировки колес, чем устраняется их неуравновешенность; уменьшением влияния двойной связи колес с несущей системой, что достигается различными конструктивными мероприятиями.

12.6. Рулевые усилители

Рулевым усилителем называется механизм, создающий под давлением жидкости или сжатого воздуха дополнительное усилие на рулевой привод, необходимое для поворота управляемых колес автомобиля.

Усилитель служит для облегчения управления автомобилем, повышения его маневренности и безопасности движения. Он также смягчает толчки и удары дорожных неровностей, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо.

Усилитель значительно облегчает работу водителя. При его наличии водитель прикладывает к рулевому колесу усилие в 2—3 раза меньшее, чем без усилителя, когда, например, для поворота грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусов требуется усилие до 400 Н и более. Это весьма существенно, так как из всей затрачиваемой водителем энергии на управление автомобилем до 50 % приходится на рулевое управление.

Маневренность автомобиля с рулевым усилителем повышается вследствие быстроты и точности его действия.

Безопасность движения повышается потому, что в случае резкого понижения давления воздуха в шине переднего управляемого колеса при проколе или разрыве шины при наличии усилителя водитель в состоянии удержать рулевое колесо в руках и сохранить направление движения автомобиля.

Однако наличие усилителя приводит к усложнению конструкции рулевого управления и повышению стоимости, к увеличе-

нию изнашивания шин, более сильному нагружению деталей рулевого привода и ухудшению стабилизации управляемых колес автомобиля. Кроме того, наличие усилителя на автомобиле требует адаптации водителя.

Виды усилителей и требования к ним. Рулевые усилители применяют на легковых автомобилях, грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и автобусах. Получили распространение гидравлические и пневматические усилители. Принцип действия этих усилителей аналогичен, но в них используется различное рабочее вещество: в гидравлических усилителях — масло (турбинное, веретенное), а в пневматических — сжатый воздух пневматической тормозной системы автомобиля.

Гидравлические усилители получили наибольшее применение. Так, из всех автомобилей с усилителями 90 % оборудованы гидравлическими усилителями. Они компактны, имеют малое время срабатывания (0,2...2,4 с) и работают при давлении 6...10 МПа. Однако гидравлические усилители требуют тщательного ухода и особо надежных уплотнений, так как течь жидкости приводит к выходу их из строя.

Пневматические усилители в настоящее время имеют ограниченное распространение. Их применяют в основном на грузовых автомобилях большой грузоподъемности с пневматической тормозной системой. Пневматический усилитель включается в работу водителем только в тяжелых дорожных условиях.

Конструкция пневматических усилителей проще, чем гидравлических, так как используется оборудование тормозной пневматической системы автомобиля. Но они имеют большие габаритные размеры, обусловленные невысоким рабочим давлением (0,6...0,8 МПа), и значительное время срабатывания (в 5—10 раз больше, чем у гидравлических), что приводит к меньшей точности при управлении автомобилем в процессе поворота.

К рулевым усилителям предъявляют требования, в соответствии с которыми они должны обеспечивать:

- кинематическое следящее действие (по перемещению), т.е. соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес;
- силовое следящее действие (по силе сопротивления повороту), т.е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и силами сопротивления повороту управляемых колес;
- возможность управлять автомобилем при выходе усилителя из строя;
- действие только в случаях, когда усилие на рулевом колесе превышает 25...100 Н;
- минимальное время срабатывания;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес автомобиля;

- смягчение и поглощение толчков и ударов, передаваемых от управляемых колес на рулевое колесо.

Параметры усилителя. Основными параметрами, определяющими работу усилителя, являются следующие: рабочая характеристика, коэффициент эффективности, показатели чувствительности, показатель реактивного действия, показатель обратного включения, показатель маневренности.

Рассмотрим указанные параметры рулевого усилителя.

Рабочая характеристика (рис. 12.12) показывает зависимость между усилием на рулевом колесе $P_{р.к}$ и моментом сопротивления M_c повороту управляемых колес при усилителе (сплошная линия) и без усилителя (штриховая линия). За точкой перегиба, соответствующей $P_{у\max}$, дальнейшее увеличение усилия рулевого управления возможно только за счет большего усилия водителя на рулевом колесе.

Коэффициент эффективности характеризует усиление на рулевом колесе и представляет собой отношение усилия на рулевом колесе $P_{р.к}$ без усилителя к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе:

$$\Theta = \frac{P_{р.к}}{P_{р.к} - P'_{ус}}$$

где $P'_{ус}$ — усилие, создаваемое усилителем, приведенное к рулевому колесу.

На рис. 12.12 зона A_y определяет усилие на рулевом колесе, соответствующее моменту включения усилителя. Это усилие необходимо для перемещения золотника распределителя из нейтрального положения при повороте. График коэффициента эффективности усилителя на рисунке построен в соответствии с рабочей характеристикой. Значение коэффициента эффективности зависит от конструкции рулевого усилителя. Максимальное значение коэффициента эффективности рулевых усилителей $\Theta = 10 \dots 15$.

Показателями чувствительности являются усилие на рулевом колесе и угол поворота рулевого колеса, необходимые для включения усилителя.

Усилие на рулевом колесе $P_{в.ус.}$ требуемое для включения усилителя, составляет 20... 50 Н. Угол поворота $\alpha_{в.ус.}$ необходимый для включения усилителя, зависит от зазора в рулевом управлении и смещения при этом золотника распределителя. Этот угол составляет 10... 15°.

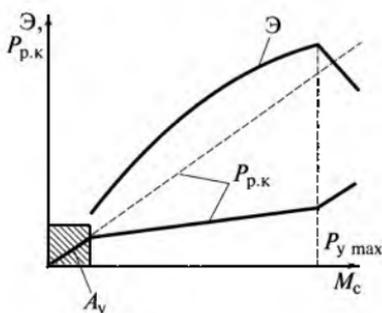


Рис. 12.12. Рабочая характеристика рулевого усилителя

Показатель реактивного действия определяет следящее действие усилителя по силе, обеспечивающее водителю чувство дороги:

$$\rho_{yc} = \frac{P_{yc}}{M_c},$$

где M_c — момент сопротивления повороту управляемых колес.

Показатель обратного включения определяет усилие, передаваемое от управляемых колес для перемещения корпуса золотника, при котором усилитель может включаться:

$$P_{об} = P_{ц.п} + P_{т.р.м},$$

где $P_{ц.п}$ — усилие центрирующих пружин золотника; $P_{т.р.м}$ — силы трения в рулевом механизме, приведенные к шаровому пальцу рулевой сошки при передаче усилия от рулевой сошки к рулевому колесу.

Показатель маневренности характеризует маневренность на повороте:

$$\Delta M = \frac{t_{yc}}{t_{б.yc}},$$

где t_{yc} и $t_{б.yc}$ — время поворота с усилителем и без усилителя.

Гидроусилитель. Схема гидроусилителя представлена на рис. 12.13. Гидроусилитель имеет следующие основные элементы: гидронасос $ГН$ с бачком $Б$, гидрораспределитель $ГР$ и гидроцилиндр $ГЦ$.

Гидронасос является источником питания, гидрораспределитель — распределительным устройством, а гидроцилиндр — исполнительным устройством. Гидронасос $ГН$, приводимый в действие от двигателя автомобиля, соединен нагнетательным 2 и сливным 3 маслопроводами с гидрораспределителем $ГР$, который ус-

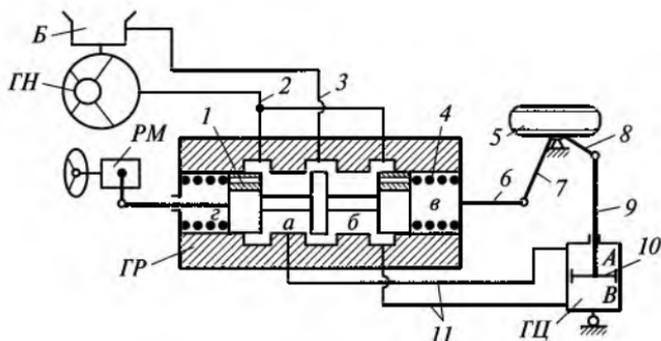


Рис. 12.13. Схема гидроусилителя:

1 — золотник; 2, 3, 11 — маслопроводы; 4 — пружина; 5 — колесо; 6, 9 — тяги; 7, 8 — рычаги; 10 — поршень; А, В — полости; а-в — камеры; Б — бачок; ГН — гидронасос; ГЦ — гидроцилиндр; ГР — гидрораспределитель; РМ — рулевой механизм

тановлен на продольной рулевой тяге 6, прикрепленной к поворотному рычагу 7 управляемого колеса 5. Внутри корпуса гидрораспределителя находится золотник 1, связанный с рулевым механизмом *РМ*. Золотник имеет три пояска, а корпус гидроусилителя — три окна. Внутри корпуса между поясками золотника образуются две камеры — *а* и *б*. Кроме того, в корпусе имеются еще две реактивные камеры *в* и *г*, соединенные с камерами *а* и *б* осевыми каналами, выполненными в крайних поясках золотника. В реактивных камерах размещены предварительно сжатые центрирующие пружины 4.

Гидрораспределитель соединен маслопроводами 11 с гидроцилиндром *ГЦ*, который установлен на несущей системе (раме, кузове) автомобиля. Поршень 10 гидроцилиндра через шток связан с поперечной рулевой тягой 9, соединенной с рычагом 8 поворотной цапфы управляемого колеса.

Поршень делит внутренний объем гидроцилиндра на две полости *А* и *В*, которые соединены маслопроводами соответственно с камерами *а* и *б* гидрораспределителя. Обе полости гидроцилиндра, все камеры гидрораспределителя и маслопроводы заполнены маслом (турбинное, веретенное).

Работает гидроусилитель следующим образом.

При прямолинейном движении автомобиля золотник 1 под действием центрирующих пружин 4 и давления масла в реактивных камерах *в* и *г* удерживается в нейтральном положении, при котором все три окна гидрораспределителя открыты. Масло поступает от гидронасоса через нагнетательный маслопровод 2 в камеры *а* и *б* гидрораспределителя, из них по сливному маслопроводу 3 в бачок *Б*, а из него в гидронасос.

Давление масла, установившееся в камерах *а* и *б*, передается по маслопроводам 11 в полости *А* и *В* гидроцилиндра. Давление в этих полостях одинаково.

При повороте автомобиля усилие от рулевого механизма передается на золотник. После преодоления сопротивления центрирующих пружин 4 усилие переместит золотник 1 из нейтрального положения на 1...2 мм в одну или другую сторону в зависимости от направления поворота автомобиля. Нагнетательный маслопровод через гидрораспределитель соединяется с одной из полостей гидроцилиндра, а другая его полость соединяется со сливным маслопроводом. Масло из гидронасоса по нагнетательному маслопроводу 2 поступает в гидрораспределитель, затем в гидроцилиндр и воздействует на поршень 10.

Перемещающийся поршень через тягу 9 и рычаг 8 повернет управляемое колесо 5, а масло из гидроцилиндра по сливному маслопроводу 3 поступит в бачок *Б* и из него в гидронасос.

Одновременно из-за наличия обратной связи через рычаг 7 и тягу 6 корпус гидрораспределителя переместится в ту же сторону,

в которую был смещен золотник. При этом давление масла в полостях *A* и *B* гидроцилиндра уравнивается, и поворот управляемого колеса прекратится.

Угол поворота управляемого колеса будет точно соответствовать углу поворота рулевого колеса — в этом заключается следующее действие гидроусилителя по перемещению.

Следовательно, гидроусилитель следит за поворотом рулевого колеса. И если водитель останавливает рулевое колесо, то гидрораспределитель обеспечивает за счет обратной связи фиксацию поршня гидроцилиндра в соответствующем положении. При этом дополнительная подача масла в гидроцилиндр прекращается.

С помощью обратной связи также происходит выключение гидроусилителя при возвращении рулевого колеса в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению автомобиля.

В рулевом управлении без гидроусилителя водитель чувствует дорогу по прилагаемому к рулевому колесу усилию, возрастающему при увеличении сопротивления повороту управляемых колес и наоборот.

При гидроусилителе водитель чувствует дорогу за счет следующего действия гидроусилителя по силе — изменения прилагаемого усилия на рулевом колесе. Для этого предназначены реактивные камеры *в* и *г* в гидрораспределителе, в каждой из которых давление масла такое же, как в камерах *а* и *б*.

При увеличении сопротивления повороту управляемых колес автомобиля возрастает давление масла в одной из реактивных камер. Давление передается на золотник и от него через рулевой механизм РМ на рулевое колесо. При этом усилие для поворота рулевого колеса увеличивается пропорционально сопротивлению поворота управляемых колес. Таким образом, гидроусилитель следит за необходимым для поворота управляемых колес усилием, чтобы водитель чувствовал дорогу, т. е. на хорошей дороге ему было бы легко поворачивать, а на трудной для поворота дороге — несколько тяжелее.

Гидроусилители, применяемые на автомобилях, выполняются в основном по следующим трем вариантам.

1. Рулевой механизм, гидрораспределитель и гидроцилиндр находятся в агрегате, который называется гидрорулем. Конструкция гидроруля сложная, но компактная, имеет малые длину маслопроводов и время срабатывания.

2. Гидрораспределитель и гидроцилиндр расположены в одном агрегате и установлены отдельно от рулевого механизма. Вариант менее сложный, чем гидроруль, но имеет большие длину маслопроводов и время срабатывания. Зато обеспечивается возможность использования рулевого механизма любого типа.

3. Рулевой механизм, гидрораспределитель и гидроцилиндр размещены раздельно. При таком варианте обеспечивается свобод-

ное расположение элементов гидроусилителя на автомобиле и применение рулевого механизма любого типа. Однако длина маслосоединительных трубопроводов и время срабатывания большие.

12.7. Конструкция рулевых управлений

На рис. 12.14 представлено рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости. Рулевое управление левое, травмобезопасное, с передними управляемыми колесами, без усилителя. Травмобезопасность рулевого управления обеспечивается конструкцией промежуточного вала рулевого колеса и специальным креплением рулевого вала к кузову автомобиля. Рулевое управление состоит из рулевого механизма и рулевого привода.

На автомобилях применяется червячный рулевой механизм с передаточным числом 16,4. Рулевой механизм включает в себя рулевое колесо, рулевой вал, промежуточный вал, рулевую пару

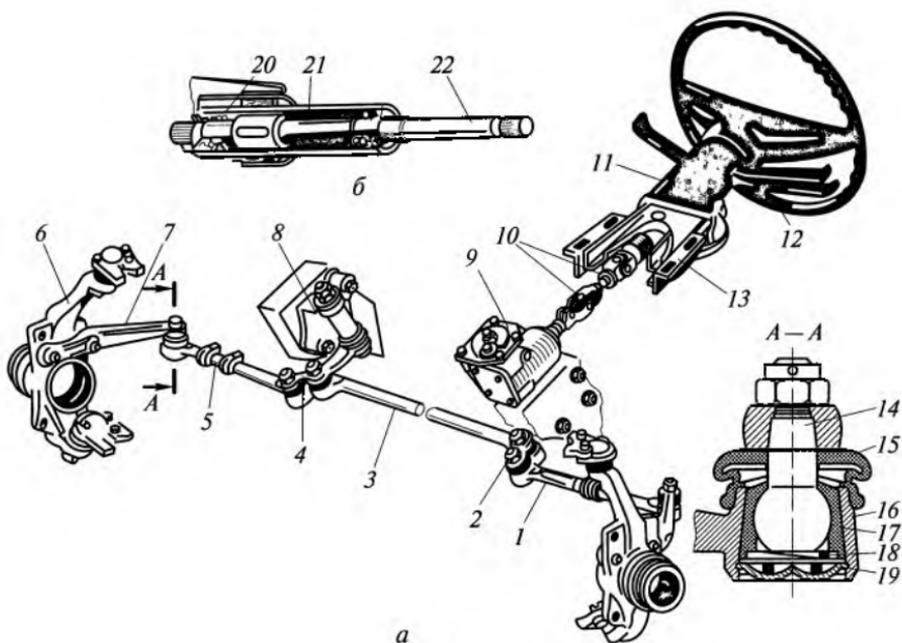


Рис. 12.14. Рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

a — общий вид; *б* — установка рулевого вала; 1, 3 — тяги; 2 — сошка; 4, 7 — рычаги; 5 — муфта; 6 — кулак; 8, 13 — кронштейны; 9 — картер; 10 — валы; 11 — колонка; 12 — рулевое колесо; 14 — палец; 15 — чехол; 16 — наконечник; 17 — вкладыш; 18 — пружина; 19 — заглушка; 20 — подшипник; 21 — труба; 22 — рулевой вал

(червячную передачу), состоящую из глобоидного червяка и двух-гребневого ролика.

Рулевое колесо 12 — двухспицевое, пластмассовое, со стальным каркасом. Оно закреплено на шлицах верхнего конца рулевого вала 22, который установлен в трубе 21 кронштейна 13 в двух шариковых подшипниках 20. Рулевой вал с рулевой колонкой 11 с помощью кронштейна 13 крепится к кузову автомобиля. Крепление кронштейна к кузову выполнено так, что при авариях рулевой вал 22 с рулевым колесом незначительно перемещается в сторону водителя, чем обеспечивается его безопасность. Нижний конец рулевого вала через шлицы соединяется с промежуточным валом 10, размещенным в картере 9 и представляющим собой карданный вал с двумя шарнирами.

Промежуточный вал также через шлицы соединен с валом 12 (рис. 12.15) червяка 11, уплотненным манжетой 13. Глобоидный червяк установлен в отлитом из алюминиевого сплава картере 4 в двух шариковых подшипниках 14, затяжка которых регулируется с помощью прокладок 15, устанавливаемых под крышку 16. Червяк находится в зацеплении с двухгребневым роликом 6, который установлен в пазу головки вала 5 рулевой сошки на оси 17 на игольчатых подшипниках 18. Вал рулевой сошки размещен в картере 4 в бронзовых втулках 3 и уплотнен манжетой 2. Зацепление червяка и ролика регулируют с помощью регулировочного винта 7, головка которого входит в паз вала 5 рулевой сошки. Регулировочный винт

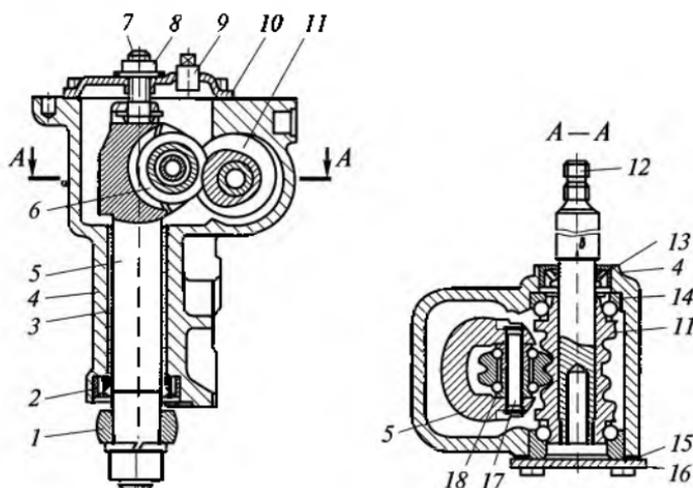


Рис. 12.15. Рулевой механизм легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

1 — сошка; 2, 13 — манжеты; 3 — втулка; 4 — картер; 5, 12 — валы; 6 — ролик; 7 — винт; 8 — гайка; 9 — пробка; 10, 16 — крышки; 11 — червяк; 14, 18 — подшипники; 15 — регулировочные прокладки; 17 — ось

ввернут в крышку 10 с заливной пробкой 9 и контрится гайкой 8. На шлицевом конце вала 5 установлена рулевая сошка 1, которая закреплена с помощью гайки. Картер рулевого механизма крепится болтами к левому лонжерону пола кузова. В него заливают трансмиссионное масло в количестве 0,215 л.

Рулевой привод передает усилие от рулевого механизма к управляемым колесам. Рулевой привод обеспечивает правильный поворот управляемых колес автомобиля.

Рулевой привод (см. рис. 12.14) состоит из рулевой сошки, маятникового рычага, боковых и средней рулевых тяг с шарнирами и рычагов поворотных кулаков. На автомобиле применяется рулевой привод с разрезной рулевой трапецией. Рулевая трапеция обеспечивает поворот управляемых колес автомобиля на разные углы (внутреннее колесо на больший угол, чем наружное колесо). Трапеция расположена сзади оси передних колес. Рулевая трапеция состоит из трех поперечных рулевых тяг 1 и 3 и двух рычагов 7, шарнирно соединенных между собой. Средняя рулевая тяга 3 рулевой трапеции выполнена сплошной. Одним концом она соединена с рулевой сошкой 2, а другим — с маятниковым рычагом 4, который закреплен неподвижно на оси. Ось установлена в двух пластмассовых втулках в кронштейне 8, прикрепленном к правому лонжерону пола кузова. Боковая рулевая тяга 1 состоит из двух наконечников, соединенных между собой регулировочной муфтой 5, фиксируемой на наконечниках хомутами. Это позволяет изменять длину боковых рулевых тяг рулевой трапеции при регулировке схождения передних управляемых колес автомобиля. Соединение средней и боковых рулевых тяг с сошкой и маятниковым рычагом, а также боковых тяг с рычагами 7 поворотных кулаков 6 выполнено с помощью шаровых шарниров.

Шаровые шарниры обеспечивают возможность относительного перемещения деталей рулевого привода в горизонтальной и вертикальной плоскостях при одновременной надежной передаче усилий между ними. Шарниры размещаются в наконечниках 16 рулевых тяг. Палец 14 сферической головкой опирается на конусный пластмассовый вкладыш 17, который поджимается пружиной 18, устраняющей зазор в шарнире при изнашивании в процессе эксплуатации. Шаровой шарнир с одного конца закрыт заглушкой 19, а с другого — защищен резиновым чехлом 15. Палец шарнира своей конусной частью жестко крепится в детали рулевого привода, к которой присоединяется рулевая тяга. Шаровые шарниры при сборе заполняются специальной смазкой и в процессе эксплуатации в дополнительном смазывании не нуждаются.

Рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ с передним приводом показано на рис. 12.16.

Рулевое управление левое, травмобезопасное, без усилителя. Травмобезопасность рулевого управления обеспечивается специальным гасящим (демпфирующим) устройством, через которое рулевое колесо крепится к рулевому валу.

На автомобилях применяется реечный рулевой механизм с передаточным числом 20,4. В рулевой механизм входят рулевое колесо, рулевой вал и рулевая пара (реечная), состоящая из шестерни и зубчатой рейки.

Рулевое колесо 23 через гасящее (демпфирующее) устройство 22, обеспечивающее травмобезопасность рулевого колеса, уста-

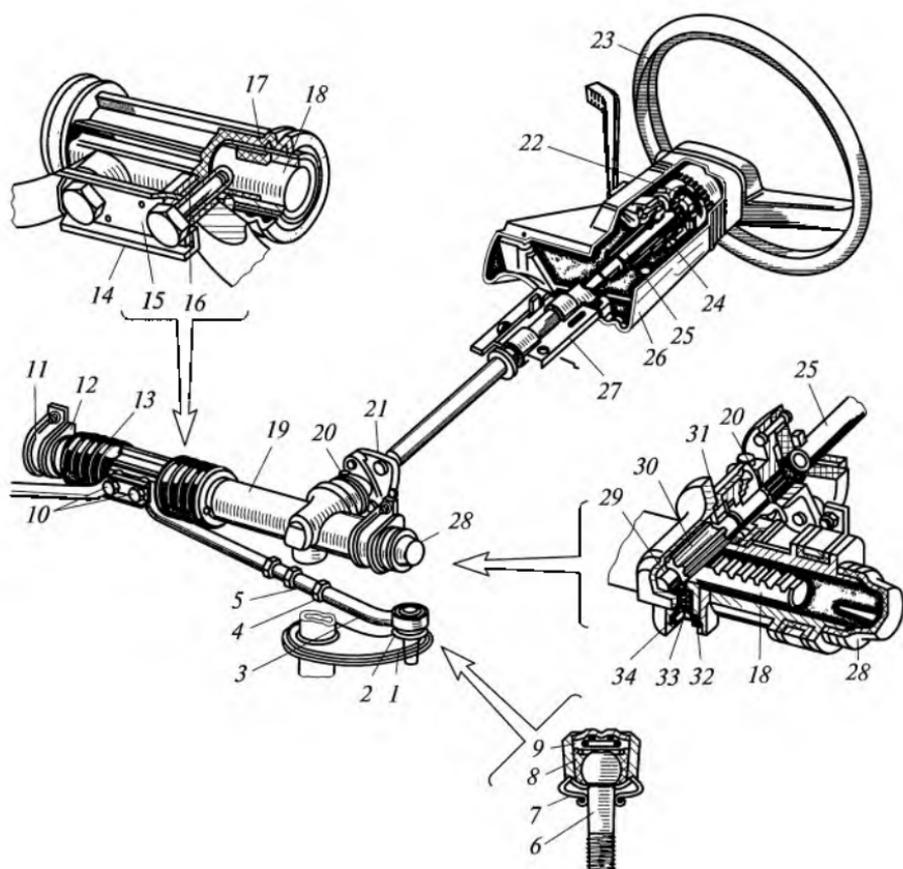


Рис. 12.16. Рулевое управление легковых автомобилей ВАЗ с передним приводом:

1 — рычаг; 2 — шарнир; 3, 5 — тяги; 4, 34 — гайки; 6 — палец; 7, 13 — чехлы; 8 — вкладыш; 9, 33 — пружины; 10, 20 — болты; 11 — скоба; 12 — опора; 14, 15 — пластины; 16, 17 — втулки; 18 — рейка; 19 — картер; 21 — муфта; 22 — гасящее устройство; 23 — рулевое колесо; 24, 29, 31 — подшипники; 25 — вал; 26 — колонка; 27 — кронштейн; 28 — колпак; 30 — шестерня; 32 — упор

новлено на шлицах верхнего конца рулевого вала 25, который опирается на радиальный шариковый подшипник 24, установленный в трубе кронштейна 27. Рулевой вал вместе с рулевой колонкой 26, состоящей из двух частей, с помощью кронштейна 27 крепится к кузову автомобиля. Нижний конец рулевого вала через эластичную муфту 21 со стяжным болтом 20 соединен со шлицевым хвостовиком приводной шестерни 30, которая установлена в алюминиевом картере 19 рулевого механизма на роликовом 29 и шариковом 31 подшипниках. Шестерня находится в зацеплении с зубчатой рейкой 18, прижимаемой к шестерне через упор 32 пружиной 33, поджимаемой гайкой 34. Это обеспечивает беззазорное зацепление приводной шестерни и зубчатой рейки по всему их ходу. Рейка одним концом опирается на упор 32, а другим концом устанавливается в разрезной пластмассовой втулке 17, которая фиксируется в картере рулевого механизма специальными выступами и уплотняется резиновыми кольцами. Ход рейки ограничивается в одну сторону специальным кольцом, напрессованным на нее, а в другую сторону — втулкой 16 резинометаллического шарнира левой рулевой тяги 3, которые упираются в картер рулевого механизма. На картер с одной стороны установлен защитный колпак 28, а с другой — напрессована труба с продольным пазом, закрытая защитным гофрированным чехлом 13, который закреплен двумя пластмассовыми хомутами. Через паз трубы и отверстия в защитном чехле проходят два болта 10, которые крепят рулевые тяги 3 к зубчатой рейке 18 через резинометаллические шарниры. Болты соединены между собой пластиной 14 и фиксируются стопорной пластиной 15. Картер 19 рулевого механизма крепится к передней панели кузова автомобиля при помощи двух скоб 11 через резиновые опоры 12. Между картером и панелью кузова также установлена вибропоглощающая резиновая опора. Картер рулевого механизма заполнен консистентной смазкой.

Рулевой привод состоит из двух рулевых тяг 3 и поворотных рычагов 1 телескопических стоек передней подвески. Рулевой привод выполнен с разрезной рулевой трапецией, расположенной сзади оси передних колес. Рулевые тяги изготовлены составными. Каждая тяга состоит из двух наконечников, соединенных между собой регулировочной трубчатой тягой 5, фиксируемой на наконечниках гайкой 4. Такое соединение рулевых тяг позволяет изменять их длину при регулировке схождения передних управляемых колес. Рулевые тяги соединяются с поворотными рычагами телескопических стоек с помощью шаровых шарниров 2, которые размещаются в наружных наконечниках рулевых тяг. Шаровой шарнир состоит из шарового пальца 6, пластмассового вкладыша 8 и пружины 9. Он защищен резиновым чехлом 7. Шарнир смазывают при сборке, при эксплуатации смазывание не требуется. Палец шарового шарнира конусной частью жестко закреплен в поворот-

ном рычаге 1, приваренном к телескопической стойке передней подвески.

Работа рулевого управления осуществляется следующим образом. При повороте рулевого колеса 23 вместе с ним поворачивается рулевой вал 25, который через эластичную муфту 21 вращает приводную шестерню 30 рулевого механизма. Приводная шестерня перемещает зубчатую рейку 18, которая через рулевые тяги 3 и поворотные рычаги 1 поворачивает телескопические стойки, связанные с поворотными кулаками передних управляемых колес автомобиля. В результате управляемые колеса поворачиваются.

На рис. 12.17 представлено рулевое управление грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости. Рулевое управление с передними управляемыми колесами и усилителем. Оно состоит из рулевого механизма, рулевого привода и гидроусилителя.

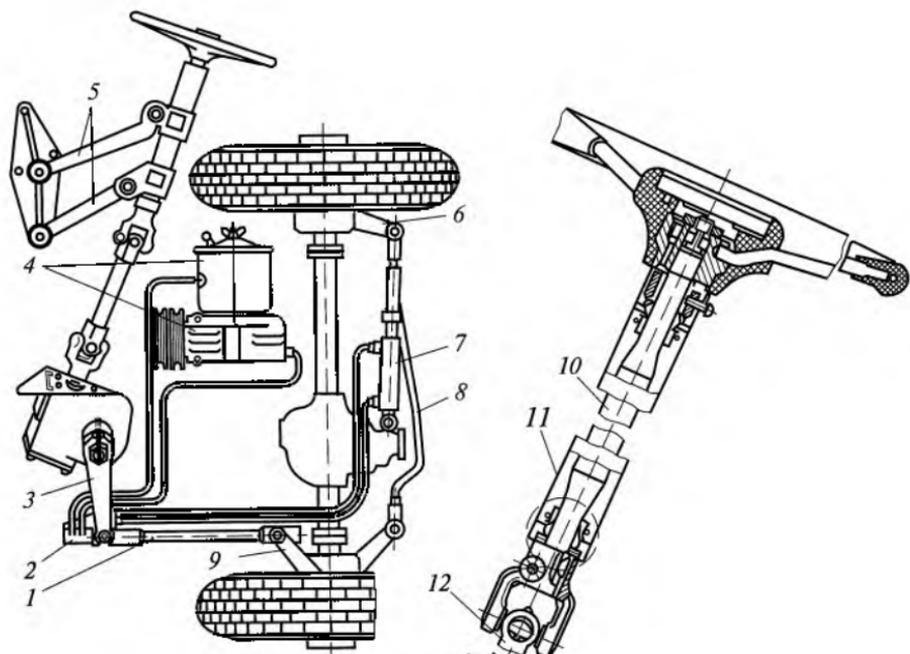
Рулевой механизм червячный, выполнен в виде глобоидного червяка и трехгребневого ролика, передаточное число механизма — 20,5.

Червяк 14 напрессован на нижний рулевой вал 13 и установлен в чугунном картере 15 на конических роликовых подшипниках, регулируемых прокладками 16, которые размещены под нижней крышкой картера. Червяк находится в зацеплении с трехгребневым роликом 17, который установлен на игольчатых подшипниках на оси, закрепленной в пазу вала 21 сошки. Зацепление червяка и ролика регулируется винтом 19, закрытым колпачковой гайкой 18. Вал сошки установлен в картере на бронзовой втулке и роликовом подшипнике, расположенном в боковой крышке 20 картера.

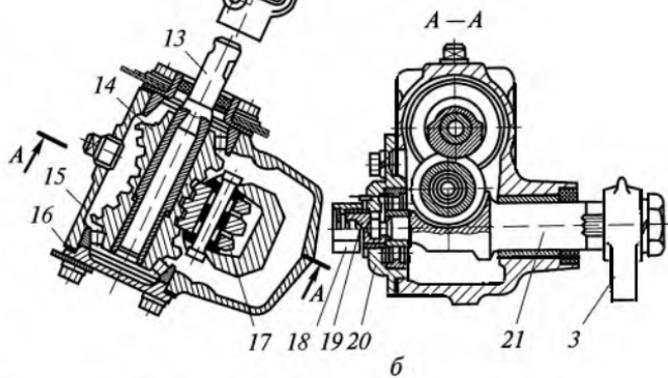
Нижний рулевой вал через промежуточный вал 12 и два карданных шарнира соединен с верхним рулевым валом 10, который установлен на двух шариковых подшипниках в рулевой колонке 11. На верхнем рулевом вале закреплено рулевое колесо. Рулевая колонка соединена с кабиной автомобиля при помощи шарнирных рычагов 5, которые при составном рулевом вале с карданными шарнирами позволяют откидывать кабину автомобиля без нарушения соединений деталей рулевого управления. Рулевой механизм смазывается маслом, заливаемым в картер через резьбовое отверстие с пробкой. Герметичность картера обеспечивается манжетами вала сошки и верхней крышки картера.

Рис. 12.17. Рулевое управление грузовых автомобилей ГАЗ повышенной проходимости:

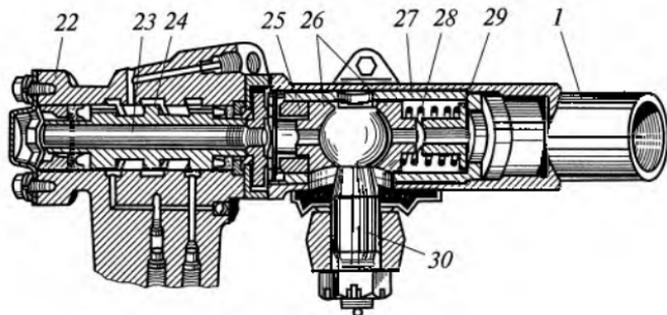
a — схема; *b* — рулевой механизм; *в* — гидрораспределитель; 1, 8 — тяги; 2 — гидрораспределитель; 3 — сошка; 4 — гидронасос; 5, 6, 9 — рычаги; 7 — гидроцилиндр; 10, 12, 13, 21 — валы; 11 — колонка; 14 — червяк; 15 — картер; 16 — прокладки; 17 — ролик; 18, 25 — гайки; 19 — винт; 20 — крышка; 22 — корпус; 23 — болт; 24 — золотник; 26 — сухари; 27 — стакан; 28 — пружина; 29 — ограничитель; 30 — палец



a



b



c

Рулевой привод — с задней неразрезной трапецией. Рулевая сошка 3, установленная на шлицах вала 21, связана с продольной рулевой тягой 1. Тяга присоединена к поворотному рычагу 9 левого переднего колеса, которое через рычаги 6 поворотных цапф и поперечную рулевую тягу 8 соединено с правым колесом. Тяги и рычаги рулевого привода соединяются между собой при помощи шарниров. Схождение передних управляемых колес регулируется изменением длины поперечной рулевой тяги, на резьбовые концы которой накручены разрезные наконечники, закрепленные стяжными болтами.

Усилитель рулевого управления — гидравлический, состоит из лопастного гидронасоса 4 с бачком, гидрораспределителя 2 и гидроцилиндра 7. Рулевой механизм, гидрораспределитель и гидроцилиндр находятся отдельно друг от друга.

Гидронасос установлен на двигателе и приводится в действие от коленчатого вала ременной передачей.

Гидрораспределитель прикреплен к наконечнику продольной рулевой тяги. В его корпусе 22 размещен золотник 24, соединенный болтом 23 с гайкой 25, которая завернута в стакан 27, свободно установленный в наконечнике продольной рулевой тяги. В стакане между сухарями 26, пружиной 28 и ограничителем 29 установлен шаровой палец 30 рулевой сошки. Герметичность золотника в корпусе обеспечивается резиновыми манжетами с опорными шайбами. Золотник может перемещаться относительно корпуса на 1,5 мм в обе стороны от среднего положения. При повороте рулевого колеса перемещение производится рулевой сошкой через стакан 27. При этом золотник соединяет нагнетательный маслопровод с одной из полостей гидроцилиндра, а другую его полость — со сливным маслопроводом. В результате облегчается поворот управляемых колес автомобиля.

Гидроцилиндр 7 шарнирно связан с картером переднего моста автомобиля. Он состоит из корпуса с головкой и поршня со штоком. Поршень в корпусе уплотнен чугунными кольцами, а шток в головке — манжетами. Шток поршня при помощи резиновых подушек соединен с поперечной рулевой тягой 8.

Действие гидроусилителя при повороте автомобиля аналогично рассмотренному ранее (см. рис. 12.13).

На рис. 12.18 показано рулевое управление грузовых автомобилей КамАЗ. Рулевое управление левое, с передними управляемыми колесами, с усилителем. Оно состоит из рулевого механизма, рулевого привода и гидроусилителя.

Рулевой механизм винтореечный и выполнен в виде винта, шариковой гайки, поршня-рейки и сектора. Передаточное число рулевого механизма равно 20. Рулевой привод — с задней неразрезной трапецией. Гидроусилитель — интегрального типа (гидроруль), представляет собой один агрегат, объединяющий рулевой

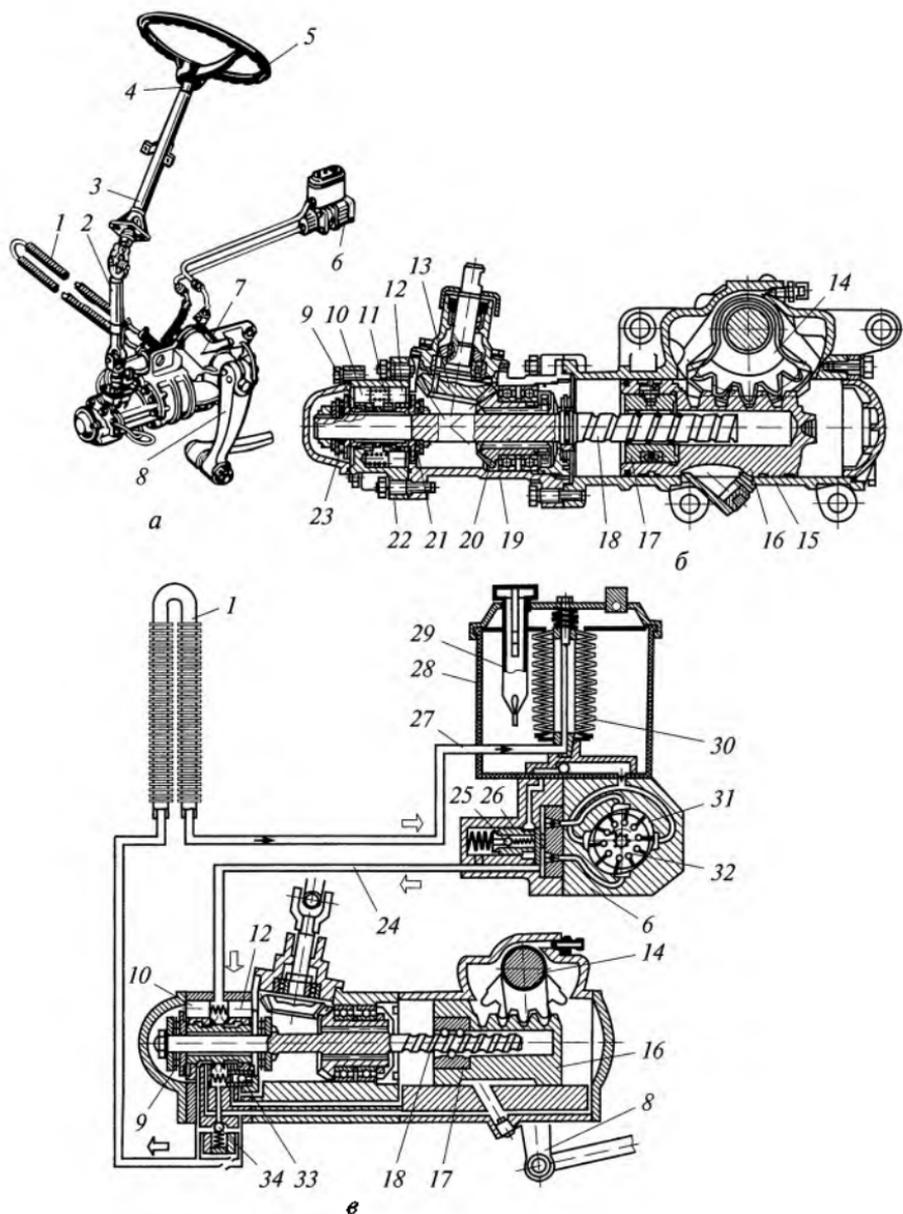


Рис. 12.18. Рулевое управление грузовых автомобилей КамАЗ:

а — рулевой механизм; *б* — гидросилитель; *в* — схема работы гидросилителя; 1 — радиатор; 2, 4 — валы; 3 — колонка; 5 — рулевое колесо; 6 — насос; 7 — рулевой механизм; 8 — сошка; 9 — золотник; 10, 12 — плунжеры; 11 — пружина; 13, 20 — шестерни; 14 — сектор; 15 — картер; 16 — поршень-рейка; 17 — гайка; 18 — винт; 19, 22 — корпуса; 21, 23 — подшипники; 24, 27 — маслопроводы; 25, 26, 33, 34 — клапаны; 28 — бачок; 29, 30 — фильтры; 31 — статор; 32 — ротор

механизм, гидрораспределитель, гидроцилиндр и угловой редуктор.

Рулевое колесо 5 закреплено на рулевом валу 4, который установлен на двух шариковых подшипниках в рулевой колонке 3, прикрепленной внутри кабины автомобиля. Рулевой вал 4 через карданный вал 2 с двумя карданными шарнирами и подвижным шлицевым соединением связан с ведущей конической шестерней 13 углового редуктора, передаточное число которого равно единице. Ведомая шестерня 20 углового редуктора установлена на шлицах винта 18 рулевого механизма. Обе шестерни вращаются в двух шариковых подшипниках, каждая в корпусе 19 редуктора, прикрепленного к горизонтально расположенному рулевому механизму 7, передающему усилие на рулевую сошку. Сошка 8 через продольную рулевую тягу соединена с поворотным рычагом левого управляемого колеса, которое через поперечную рулевую тягу и рычаги поворотных цапф связано с правым управляемым колесом. Продольная рулевая тяга выполнена сплошной. В ее головках расположены шарниры с шаровыми пальцами для крепления. Поперечная рулевая тяга изготовлена трубчатой и имеет на концах резьбу для установки наконечников с шаровыми шарнирами для связи с рычагами поворотных цапф. Поворотом поперечной тяги в наконечниках регулируется сходжение передних управляемых колес автомобиля.

Гидроусилитель собран в одном агрегате с угловым редуктором и рулевым механизмом, картер которого одновременно является и гидроцилиндром. В картере 15 находится поршень-рейка 16, зацепляющийся с зубчатым сектором 14, изготовленным вместе с валом рулевой сошки. Зазор в зацеплении регулируется специальным винтом путем осевого смещения вала сошки. В поршне-рейке закреплена шариковая гайка 17, связанная через шарики с винтом рулевого механизма. Крайние канавки шариковой гайки соединены трубкой, и шарики циркулируют по замкнутому контуру. На конце винта рулевого механизма между двумя упорными шариковыми подшипниками 21 и 23 установлен золотник 9 гидрораспределителя. Золотник вместе с подшипниками имеет возможность перемещаться в осевом направлении на 1,0...1,2 мм в обе стороны от нейтрального положения. В нейтральном положении золотник удерживается центрирующими пружинами 11, которые воздействуют на упорные шариковые подшипники через плунжеры 10 и 12. К корпусу золотника снаружи присоединены шланги нагнетательного и сливного маслопроводов от насоса 6 гидроусилителя. Внутри корпуса размещен шариковый обратный клапан, соединяющий при отказе гидросистемы рулевого управления нагнетательную и сливную масломагистрали и обеспечивающий таким образом возможность управления автомобилем без гидроусилителя. В корпусе золотника установлен предохранительный кла-

пан рулевого механизма, который соединяет нагнетательную и сливную магистрали при давлении в гидросистеме рулевого управления, превышающем 7,5... 8,0 МПа. Этот клапан предохраняет детали рулевого механизма от перегрузки, а гидронасос — от перегрева.

Насос 6 гидроусилителя лопастного типа и приводится в действие от коленчатого вала двигателя шестеренной передачей. На валу насоса, вращающемся в подшипниках, установлен ротор 32, в пазах которого находятся подвижные лопасти. Ротор размещен внутри статора 31.

В крышке насоса размещены распределительный диск, перепускной клапан 26 и предохранительный клапан 25 насоса. Перепускной клапан ограничивает подачу масла в гидроусилитель при достижении определенной производительности насоса. Предохранительный клапан находится внутри перепускного клапана, является резервным в гидросистеме рулевого управления и срабатывает при давлении масла 8,5... 9,0 МПа. При открытии перепускного и предохранительного клапанов часть масла из полости крышки поступает в бачок насоса. Бачок 28 прикреплен к корпусу и крышке насоса. Он имеет два фильтра 29 и 30 для очистки масла и предохранительный клапан (сапун) для связи с окружающей средой. При работе насоса лопасти в роторе под действием центробежных сил и давления масла прижимаются к статору. Масло из корпуса насоса через распределительный диск поступает в полость нагнетания и далее через нагнетательный маслопровод 24 в гидроусилитель.

При прямолинейном движении автомобиля золотник находится в корпусе в нейтральном положении. Поступившее в корпус из насоса масло проходит через золотник, гидроусилитель и направляется в масляный радиатор 1 гидроусилителя. В радиаторе, представляющем собой алюминиевую оребренную трубку и находящемся перед радиатором системы охлаждения двигателя, масло охлаждается и поступает в бачок насоса через сливной маслопровод 27.

При повороте рулевого колеса из-за сопротивления повороту со стороны дороги поршень-рейка 16 гидроусилителя остается неподвижным, а винт 18 с золотником 9 смещается на 1,0... 1,2 мм. При этом в зависимости от направления поворота золотник сообщает одну полость гидроцилиндра с нагнетательной магистралью, а другую полость — со сливной магистралью. В этом случае масло перемещает поршень-рейку 16, который поворачивает зубчатый сектор 14, связанный с рулевой сошкой 8, и помогает водителю повернуть управляемые колеса автомобиля. В камерах между плунжерами 10 и 12 давление масла становится тем больше, чем больше сопротивление дороги повороту управляемых колес. Поэтому для смещения золотника при большем давлении масла необходи-

мо большее усилие водителя, что позволяет ему чувствовать дорогу.

Рулевое управление грузовых автомобилей МАЗ представлено на рис. 12.19. Рулевое управление — левое, с передними управляемыми колесами и с усилителем. Рулевой механизм — винтореечный и выполнен в виде винта, шариковой гайки-рейки и сектора. Передаточное число рулевого механизма 23,6. Рулевой привод — с задней неразрезной трапецией. Усилитель гидравлический. Гидрораспределитель и гидроцилиндр объединены в одном блоке отдельно от рулевого механизма.

Рулевое колесо 13 установлено на полом телескопическом рулевом валу 10, находящемся в подшипниках в рулевой колонке 12, которая закреплена шарнирно на кронштейне 11 в кабине автомобиля. Шарнирное крепление рулевой колонки позволяет откидывать кабину автомобиля. Рулевой вал при помощи карданного шарнира 9 соединен с винтом 8 рулевого механизма. Винт установлен в чугунном литом картере 7 на двух сферических роликовых подшипниках, затяжка которых регулируется гайкой 23, ввернутой в крышку 22 картера. Винт связан с гайкой-рейкой 20 через два ряда шариков, циркулирующих по замкнутому контуру. Гайка-рейка находится в постоянном зацеплении с зубчатым сектором 21 вала 6 рулевой сошки 5. Регулировка зацепления производится путем осевого смещения зубчатого сектора специальным винтом, связанным с валом сошки. Рулевая сошка соединена с корпусом 3 шаровых шарниров, который связан с гидроусилителем. С корпусом шаровых шарниров также соединен передний конец продольной рулевой тяги 2. Задний конец продольной рулевой тяги связан с поворотным рычагом 17 поворотной цапфы 18 левого управляемого колеса, которая через рычаги 16 и 14 и поперечную рулевую тягу 15 соединена с поворотной цапфой правого колеса. Регулировка схождения передних колес производится изменением длины поперечной рулевой тяги при повороте ее в наконечниках.

Гидроусилитель представляет собой единый блок, в котором гидрораспределитель 4 закреплен на корпусе 3 шаровых шарниров, связанном с гидроцилиндром 1 резьбовым соединителем. Шаровой палец 26 рулевой сошки находится в стакане 25, в котором закреплен золотник 24 гидрораспределителя. Стакан вместе с пальцем сошки и золотником может перемещаться в осевом направлении. Золотник удерживается в нейтральном положении под действием давления масла в реактивных камерах 31, расположенных с обоих торцов золотника в корпусе гидрораспределителя. К корпусу присоединены нагнетательный и сливной маслопроводы от шестеренного насоса гидроусилителя. Насос приводится в действие клиноременной передачей от коленчатого вала двигателя. К корпусу также присоединены две трубки 28 от гидро-

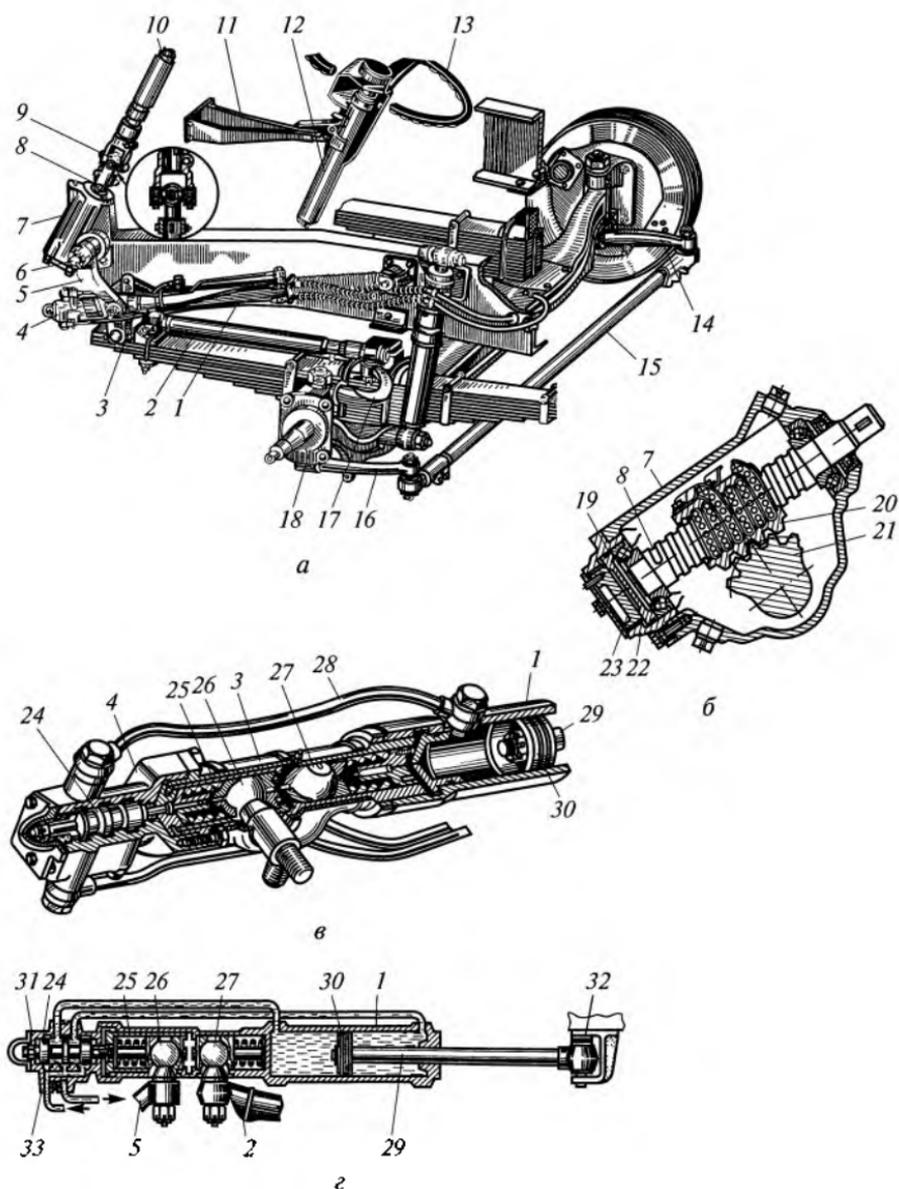


Рис. 12.19. Рулевое управление грузовых автомобилей МАЗ:

а — общий вид; *б* — рулевой механизм; *в* — гидроусилитель; *г* — схема работы гидроусилителя; 1 — гидроцилиндр; 2, 15 — тяги; 3 — корпус; 4 — гидрораспределитель; 5 — сошка; 6, 10 — валы; 7 — картер; 8 — винт; 9, 32 — шарниры; 11 — кронштейн; 12 — колонка; 13 — рулевое колесо; 14, 16, 17 — рычаги; 18 — цапфа; 19 — кольцо; 20 — гайка-рейка; 21 — сектор; 22 — крышка; 23 — гайка; 24 — золотник; 25 — стакан; 26, 27 — пальцы; 28 — трубка; 29 — шток; 30 — поршень; 31 — камера; 33 — клапан

цилиндра. В корпусе установлен обратный клапан 33, обеспечивающий работу рулевого управления при неработающем гидроусилителе.

В гидроцилиндре 1 находится поршень 30 со штоком 29, который соединен с рамой автомобиля резинометаллическим шарниром 32. Выступающий из цилиндра конец штока закрыт резиновым гофрированным чехлом, защищающим от пыли, грязи и влаги.

При прямолинейном движении автомобиля золотник 24 находится в нейтральном положении и нагнетательный маслопровод соединен со сливным маслопроводом. Гидроусилитель не работает, а масло циркулирует от насоса к гидрораспределителю и от него к насосу.

При повороте автомобиля рулевая сошка 5 через шаровой палец 26 и стакан 25 перемещает золотник 24 из нейтрального положения. При этом одна полость гидроцилиндра соединяется с нагнетательным маслопроводом, а другая полость — со сливным маслопроводом. Давлением масла гидроцилиндр 1 перемещается относительно поршня 30 со штоком 29, которые остаются неподвижными. Вместе с гидроцилиндром через шаровой палец 27 перемещается продольная рулевая тяга 2 и связанные с ней детали рулевого привода. В результате происходит поворот передних управляемых колес автомобиля.

12.8. Расчет рулевого управления

В рулевом управлении рассчитывают на прочность:

- детали рулевого механизма;
- детали рулевого привода.

При расчете на прочность определяют нагрузки, действующие на детали рулевого управления, и напряжения, возникающие в деталях.

Нагрузки в деталях рулевого механизма и рулевого привода можно рассчитывать, задавая максимальное усилие на рулевом колесе или определяя это усилие по максимальному сопротивлению повороту управляемых колес автомобиля на месте. Эти нагрузки являются статическими. Однако при движении автомобиля по неровной дороге или при торможении на дороге с разными коэффициентами сцепления у управляемых колес детали рулевого управления могут испытывать динамические нагрузки. Поэтому динамические нагрузки необходимо учитывать с помощью коэффициента динамичности $k_d = 1,5 \dots 3,0$, который выбирается в зависимости от типа и назначения автомобиля, а также условий его эксплуатации.

Рулевой механизм. В рулевом механизме рассчитывают рулевое колесо, рулевой вал и рулевую передачу.

Рулевое колесо. Максимальное усилие на рулевом колесе принимают следующим: $P_{р.к} = 400$ Н для рулевых управлений без усилителей и $P_{р.к.у} = 800$ Н для автомобилей с усилителями.

При расчете максимального усилия на рулевом колесе по максимальному сопротивлению повороту управляемых колес на месте момент сопротивления повороту можно определить по формуле:

$$M_c = \frac{2}{3} \varphi_y \sqrt{\frac{G_k^3}{p_{ш}}},$$

где $\varphi_y = 0,9 \dots 1,0$ — коэффициент сцепления при повороте управляемого колеса на месте; G_k — нагрузка на колесо; $p_{ш}$ — давление воздуха в шине.

Усилие на рулевом колесе для поворота на месте

$$P_{р.к} = \frac{M_c}{u_{\omega} R_{р.к} \eta_{р.у}},$$

где u_{ω} — угловое передаточное число рулевого управления; $R_{р.к}$ — радиус рулевого колеса; $\eta_{р.у}$ — КПД рулевого управления.

По заданному или найденному усилию на рулевом колесе рассчитывают нагрузки и напряжения в деталях рулевого управления.

Спицы рулевого колеса рассчитывают на изгиб. При этом предполагают, что усилие на рулевом колесе распределяется между спицами поровну:

$$\sigma_{изг} = \frac{P_{р.к} l_{сп}}{0,1 d_{сп}^3 z_{сп}},$$

где $l_{сп}$ — длина спицы; $d_{сп}$ — диаметр спицы; $z_{сп}$ — число спиц.

Рулевой вал. Обычно рулевой вал выполняют полым (трубчатым). Вал работает на кручение, нагружаясь моментом

$$M_{р.к} = P_{р.к} R_{р.к}.$$

Напряжения кручения трубчатого вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{р.к} d_n}{0,2 (d_n^4 - d_b^4)},$$

где d_n и d_b — соответственно наружный и внутренний диаметры вала.

Рулевой вал проверяют также на жесткость по углу закручивания вала (рад):

$$\theta' = \frac{2\pi L_{р.в}}{d_n G},$$

где $L_{р.в}$ — длина вала; G — модуль упругости второго рода.

Рулевой вал выполняют из стали марок 20, 35, 45.

Допускаемые напряжения кручения рулевого вала $[\tau_{кр}] = 100$ МПа.

Максимальный угол закручивания рулевого вала не должен превышать $5 \dots 8^\circ$ на 1 м длины вала.

Рулевая передача. В червячно-роликовой передаче глобоидный червяк и ролик рассчитывают на сжатие, при котором определяют контактные напряжения в зацеплении:

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{F_k n},$$

где Q — осевая сила, действующая на червяк; F_k — площадь контакта одного гребня ролика, равная сумме площадей двух сегментов (рис. 12.20); n — число гребней ролика.

Осевая сила

$$Q = \frac{M_{кр}}{r_0 \operatorname{tg} \beta_4},$$

где r_0 — начальный радиус червяка в наименьшем сечении; β_4 — угол подъема винтовой линии червяка.

Площадь контакта одного гребня ролика с червяком

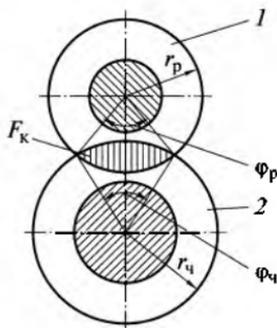
$$F_k = 0,5 [(\varphi_p - \sin \varphi_p) r_p^2 + (\varphi_4 - \sin \varphi_4) r_4^2],$$

где r_p и r_4 — радиусы зацепления соответственно ролика и червяка; φ_p и φ_4 — углы зацепления соответственно ролика и червяка.

Допускаемые напряжения сжатия $[\sigma_{сж}] = 2500 \dots 3500$ МПа.

Червяк и ролик изготавливают из стали марок 35Х, 40Х, 15ХН, 30ХН, 12ХНЗА и 30ХНЗА.

В винтореечной передаче пара винт — шариковая гайка проверяется на сжатие с учетом радиальной нагрузки на один шарик



$$R_{ш} = \frac{5Q}{z_b n_{ш} \cos \delta_{кон}},$$

где z_b — число рабочих витков; $n_{ш}$ — число шариков на одном витке (при полном заполнении канавки); $\delta_{кон}$ — угол контакта шариков с канавками.

Прочность шарика определяют по контактным напряжениям

Рис. 12.20. Схема для определения площади контакта червяка и ролика:

1 — ролик; 2 — червяк

$$\sigma_{сж} = k_{кр} \sqrt{\frac{4R_{ш} E^2 \left(\frac{1}{d_{ш}} - \frac{1}{d_k} \right)}{z_b n_{ш} \sin \beta_b \cos \delta_{кон}}},$$

где $k_{кр} = 0,6 \dots 0,8$ — коэффициент кривизны соприкасающихся поверхностей; E — модуль упругости первого рода; $d_{ш}$ и d_k — диаметры соответственно шарика и канавки.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{сж}] = 2\ 500 \dots 3\ 500$ МПа.

В паре сектор — рейка рассчитывают зубья на изгиб и контактные напряжения. Окружное усилие на зубьях сектора при отсутствии усилителя

$$P = \frac{M_{р.к} u_{р.м} \eta_{р.м}}{r_0},$$

где r_0 — радиус начальной окружности сектора.

При наличии усилителя

$$P = \frac{M_{р.к} u_{р.м} \eta_{р.м}}{r_0} + p_{ж} \frac{\pi D_{гц}^2}{4},$$

где $p_{ж} = 6 \dots 8$ МПа — давление жидкости в гидроусилителе; $D_{гц}$ — диаметр гидроцилиндра усилителя.

Это уравнение применяют для случая интегрального гидроусилителя (рулевой механизм объединен с гидроцилиндром).

Допускаемые напряжения: изгиба $[\sigma_{изг}] = 300 \dots 400$ МПа; контактные $[\sigma_{сж}] = 1\ 500$ МПа.

Сектор выполняют из стали марок 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХНЗА.

Рулевой привод. В рулевом приводе рассчитывают вал рулевой сошки, рулевую сошку, палец рулевой сошки, продольную и поперечную рулевые тяги, поворотный рычаг и рычаги поворотных кулаков (поворотных цапф).

Вал рулевой сошки. Вал рассчитывают на кручение.

При отсутствии усилителя

$$\tau_{кр} = \frac{M_{р.к} u_{р.м} \eta_{р.м}}{0,2 d_c^3};$$

при наличии усилителя

$$\tau_{кр} = \frac{M_{р.к} u_{р.м} \eta_{р.м}}{0,2 d_c^3} + p_{ж} \frac{\pi D_{гц}^2}{4},$$

где d_c — диаметр вала рулевой сошки.

Допускаемые напряжения кручения $[\tau_{сж}] = 300 \dots 350$ МПа.

Вал рулевой сошки изготавливают из стали 30, 18ХГТ, 20ХНЗА.

Рулевая сошка (рис. 12.21). Расчет сошки проводят на изгиб и кручение от максимальной силы $P_{сош}$, действующей на шаровой палец от продольной рулевой тяги.

При отсутствии усилителя

$$P_{сош} = \frac{M_{р.к} u_{р.м} \eta_{р.м}}{l_1},$$

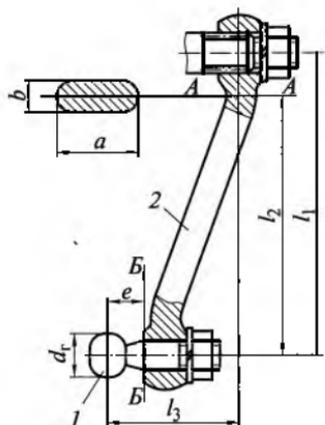


Рис. 12.21. Схема для расчета рулевой сошки и шарового пальца:

1 — палец; 2 — сошка; А—А, Б—Б — опасные сечения

где l_1 — расстояние между центрами головок рулевой сошки.

При наличии гидроусилителя интегрального типа

$$P_{\text{сош}} = \frac{M_{\text{р.к}} u_{\text{р.м}} \eta_{\text{р.м}}}{l_1} + P_{\text{ж}} \frac{\pi D_{\text{гш}}^2}{4 l_1}$$

Напряжения изгиба в опасном сечении АА

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_{\text{сош}} l_2}{0,1 a^2 b}$$

напряжения кручения

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{сош}} l_3}{0,2 a b^2}$$

где l_2 и l_3 — плечи соответственно изгиба и кручения сошки; a и b — размеры сечения сошки.

Допускаемые напряжения: изгиба $[\sigma_{\text{изг}}] = 150 \dots 200$ МПа; кручения $[\tau_{\text{кр}}] = 60 \dots 80$ МПа.

Шаровой палец сошки (см. рис. 12.21). Палец рассчитывают на изгиб и срез в опасном сечении ББ и на смятие между сухарями продольной рулевой тяги.

Напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_{\text{сош}} e}{0,1 d_{\text{н}}^3}$$

напряжения среза

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{сош}}}{\pi d_{\text{н}}^2}$$

напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 P_{\text{сош}}}{\pi d_{\text{г}}^2}$$

где e — плечо изгиба пальца; $d_{\text{н}}$ — диаметр пальца в опасном сечении; $d_{\text{г}}$ — диаметр шаровой головки пальца.

Допускаемые напряжения: изгиба $[\sigma_{\text{изг}}] = 300 \dots 400$ МПа, среза $[\sigma_{\text{ср}}] = 25 \dots 35$ МПа; смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 25 \dots 35$ МПа.

Шаровой палец рулевой сошки выполняют из стали марок 40X, 20ХНЗА.

Шаровые пальцы рулевых тяг. Расчет пальцев продольной и поперечной рулевых тяг проводится аналогично расчету шарового пальца рулевой сошки с учетом действующих нагрузок на каждый палец.

Пальцы рулевых тяг выполняют из стали марок 40X и 20ХНЗА.

Продольная рулевая тяга. Тягу рассчитывают на сжатие и продольный изгиб. Напряжения сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{сош}}{F_T},$$

где F_T — площадь поперечного сечения тяги.

При продольном изгибе в тяге возникают критические напряжения

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l_T^2 F_T},$$

где E — модуль упругости первого рода; J — момент инерции среднего трубчатого сечения, $J = \pi(d_n^4 - d_b^4)/64$; l_T — длина тяги по центрам шаровых пальцев.

Запас устойчивости тяги

$$\delta_{ус} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}} = \frac{\pi^2 EJ}{P_{сош} l_T^2}.$$

Запас устойчивости $\delta_{ус}$ тяги должен составлять 1,5...2,5.

Продольную тягу выполняют из стали марок 20 и 35.

Поперечная рулевая тяга. Тяга нагружается силой $P_{п.т}$ (рис. 12.22), которая равна:

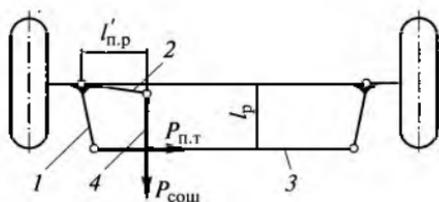
$$P_{п.т} = \frac{P_{сош} l_{п.р}}{l_p},$$

где $l_{п.р}$ и l_p — активные длины соответственно поворотного рычага и рычага поворотного кулака.

Поперечную рулевую тягу рассчитывают на сжатие и продольный изгиб так же, как и продольную рулевую тягу. Запас устойчивости $\delta_{ус}$ поперечной рулевой тяги должен составлять 1,5...2,5.

Рис. 12.22. Схема для расчета деталей рулевого привода:

1 — рычаг поворотного кулака; 2 — поворотный рычаг; 3 — поперечная тяга; 4 — продольная тяга



Поворотный рычаг (см. рис. 12.22). Рычаг рассчитывают на изгиб и кручение, так как на него действуют:

изгибающий момент $M_{изг} = P_{сош} l_{пр}$;

скручивающий момент $M_{кр} = P_{сош} l_p$.

Напряжения изгиба и кручения:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}}; \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}.$$

Допускаемые напряжения: изгиба $[\sigma_{изг}] = 150 \dots 200$ МПа; кручения $[\tau_{кр}] = 60 \dots 80$ МПа.

Поворотный рычаг выполняют из стали марок 30, 35, 40.

Рычаги поворотных кулаков (см. рис. 12.22). Рычаги рассчитывают на изгиб и кручение под действием силы $P_{п.т}$.

Напряжения изгиба и кручения:

$$\sigma_{изг} = \frac{P_{п.т} l_p}{W_{изг}}; \tau_{кр} = \frac{P_{п.т} l_p}{W_{кр}}.$$

Допускаемые напряжения: изгиба $[\sigma_{изг}] = 150 \dots 200$ МПа; кручения $[\tau_{кр}] = 60 \dots 80$ МПа.

Рычаги поворотных кулаков изготавливают из стали марок 30 и 35.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой рулевое управление, его назначение и типы?
2. Какие требования предъявляются к рулевому управлению?
3. Какими параметрами оценивается рулевое управление?
4. Укажите назначение и типы рулевых механизмов. Какие требования предъявляются к рулевым механизмам?
5. Укажите назначение и типы рулевых приводов. Какие требования предъявляются к рулевым приводам?
6. Что представляет собой гидроусилитель и для чего он предназначен?
7. Что такое кинематическое и силовое следящие действия гидроусилителя? Почему водитель чувствует дорогу при гидроусилителе?
8. На что рассчитываются детали рулевого управления?
9. Что представляет собой безопасное рулевое управление?
10. Какие эксплуатационные свойства автомобиля зависят от рулевого управления и его технического состояния?

13. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

13.1. Назначение и типы

Тормозной называется система управления автомобилем, которая служит для уменьшения скорости движения, остановки и удержания автомобиля на месте. Тормозная система обеспечивает безопасность при движении и остановках.

Современные автомобили оборудуются несколькими тормозными системами, имеющими различное назначение. На рис. 13.1 представлены типы тормозных систем, применяемых на автомобилях.

Рабочая тормозная система предназначена для снижения скорости движения автомобиля вплоть до полной его остановки. Она является наиболее эффективной из всех тормозных систем, действует на все колеса автомобиля и используется для служебного и экстренного (аварийного) торможения автомобиля. Рабочую тормозную систему часто называют *ножной*, так как она приводится в действие от тормозной педали ногой водителя.

Стояночная тормозная система служит для удержания на месте неподвижного автомобиля. Она воздействует только на задние колеса автомобиля или на вал трансмиссии. Стояночную тормозную систему называют *ручной*, так как она приводится в действие от рычага рукой водителя.

Запасная тормозная система является резервной, она предназначена для остановки автомобиля при выходе из строя рабочей тормозной системы. При отсутствии на автомобиле отдельной запасной тормозной системы ее функции может выполнять исправная часть рабочей тормозной системы (первичный или вторичный контур) или стояночная тормозная система.

Вспомогательная тормозная система служит для ограничения скорости движения автомобиля на длинных и затяжных спусках.

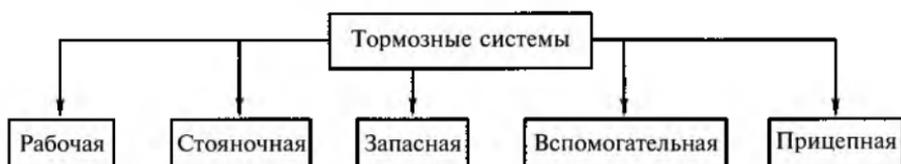


Рис. 13.1. Типы тормозных систем

Она выполняется независимой от других тормозных систем и представляет собой тормоз-замедлитель, который обычно действует на вал трансмиссии. Вспомогательную тормозную систему используют для служебного торможения с целью уменьшения изнашивания рабочей тормозной системы и повышения безопасности движения в горных условиях, где при частых торможениях тормозные механизмы колес сильно нагреваются и быстро выходят из строя. Так, если у грузового автомобиля на загородном шоссе число торможений на 100 км пути составляет 125, то в горных условиях оно возрастает до 1000.

Прицепная тормозная система предназначена для снижения скорости движения, остановки и удержания на месте прицепа, а также автоматической его остановки при отрыве от автомобиля-тягача.

Рабочей, стояночной и запасной тормозными системами оборудуются все автомобили, а вспомогательной тормозной системой — только грузовые автомобили большой грузоподъемности полной массой свыше 12 т и автобусы полной массой более 5 т. Прицепной тормозной системой оборудуются прицепы, работающие в составе автопоездов.

Совокупность всех тормозных систем называется тормозным управлением автомобиля.

Каждая тормозная система состоит из одного или нескольких тормозных механизмов (тормозов) и тормозного привода. Тормозные механизмы осуществляют процесс торможения автомобиля, а тормозной привод управляет тормозными механизмами.

13.2. Требования к тормозным системам

Тормозные системы существенно влияют на безопасность движения автомобиля. Поэтому к тормозным системам, кроме общих требований к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2), предъявляются повышенные специальные требования. В соответствии с этими требованиями тормозные системы должны обеспечивать:

- минимальный тормозной путь или максимальное замедление при торможении;
- сохранение устойчивости автомобиля при торможении;
- стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания при торможении;
- пропорциональность между усилием на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля (силовое следящее действие);
- легкость управления.

Требования к тормозным системам регламентируются Правилами № 13 ЕЭК ООН, применяемыми в России.

Рассмотрим указанные требования.

Минимальный тормозной путь. Тормозные системы автомобиля должны быть высокоэффективными. При интенсивном движении число дорожно-транспортных происшествий и аварий уменьшится, если максимальное значение замедления будет высоким и приблизительно одинаковым у разных по типу и массе автомобилей, движущихся в потоке. Одновременно должны быть близкими друг к другу и тормозные пути автомобилей (разница не более 15 %). При минимальном тормозном пути будет обеспечиваться не только высокая безопасность движения, но и увеличение средней скорости автомобиля.

Необходимыми условиями получения минимального тормозного пути являются минимальное время срабатывания тормозного привода, одновременное торможение всех колес автомобиля, возможность доведения тормозных сил на всех колесах автомобиля до максимального значения по сцеплению и обеспечение необходимого распределения тормозных сил между колесами автомобиля в соответствии с нагрузками на колеса.

Устойчивость при торможении. Выполнение этого требования повышает эффективность торможения автомобиля на дорогах с малым коэффициентом сцепления (скользкие, обледенелые и т. п.) и способствует повышению безопасности движения.

Для выполнения указанного требования необходимо, чтобы тормозные силы на левых и правых колесах автомобиля при торможении были одинаковы (разница не более 15 %) и распределялись между передними и задними колесами в соответствии с приходящимися на них нагрузками или пропорционально нормальным реакциям на колесах:

$$\frac{P_{\text{top1}}}{P_{\text{top2}}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}.$$

Такая пропорциональность между тормозными силами и нагрузками на передних и задних колесах может быть достигнута различными способами, например, с помощью регуляторов тормозных сил, которые регулируют тормозные силы на колесах моста в зависимости от нагрузки, приходящейся на мост. Соблюдение указанной пропорциональности обеспечит торможение автомобиля с максимальным замедлением в любых дорожных условиях.

Стабильность при торможении. Указанное требование связано с нагревом тормозных механизмов во время торможения и возможным нарушением их действия при нагреве. Так, при нагреве уменьшается коэффициент трения между фрикционными накладками

колодок и тормозными барабанами (дисками). Кроме того, нагрев тормозных накладок существенно влияет на их изнашивание. И чем выше температура тормозных накладок при торможении, тем больше их изнашивание.

Стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях автомобиля может быть обеспечена, если тормозные накладки будут иметь коэффициент трения, равный $0,3 \dots 0,35$, мало зависящий от скорости скольжения, нагрева и попадания на них воды.

Минимальное время срабатывания. Время срабатывания тормозной системы при торможении оказывает существенное влияние на тормозной путь автомобиля и, следовательно, на безопасность его движения. Время срабатывания тормозной системы зависит главным образом от типа тормозного привода. Оно должно составлять $0,2 \dots 0,5$ с при гидравлическом приводе, $0,6 \dots 0,8$ с при пневматическом приводе и $1 \dots 2$ с для автопоезда с пневматическим тормозным приводом. Выполнение указанного требования обеспечивает значительное повышение безопасности движения автомобиля в различных дорожных условиях.

Силовое следящее действие. Указанное требование связано с обеспечением пропорциональности между усилием на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля при торможении. Выполнение этого требования при плавном увеличении тормозных сил на колесах автомобиля обеспечивает сохранение удобства езды для пассажиров.

Легкость управления. Это требование необходимо для облегчения работы водителя, усложняющейся из-за частых торможений автомобиля, особенно в условиях города и в горных условиях. Так, торможение в горных условиях осуществляется в $8 - 10$ раз чаще, чем в обычных условиях на загородном шоссе.

Усилие на тормозной педали при торможении автомобилей должно составлять $500 \dots 700$ Н (меньшее значение — для легковых автомобилей) при ходе педали $80 \dots 180$ мм. Усилие на рычаге стояночной тормозной системы не должно превышать 400 Н при небольшом ходе рычага (300 мм).

Легкость управления достигается соответствующим выбором передаточных чисел тормозной системы, жесткостью тормозного привода и малыми потерями в приводе. Кроме того, сиденье водителя должно быть регулируемым и обеспечивать удобную его посадку, при которой спина упирается в спинку сиденья, а усилие на тормозной педали создается коленным суставом. В этом случае водитель может создать на тормозной педали усилие, превышающее его массу на $10 \dots 20$ %. Наибольшее усилие на рычаге стояночной тормозной системы (до $500 \dots 700$ Н) можно получить при таком расположении рычага, когда прилагаемое усилие к рычагу направлено снизу вверх.

13.3. Тормозные механизмы

Тормозными называются механизмы, осуществляющие процесс торможения автомобиля. Тормозные механизмы служат для принудительного замедления автомобиля. Современные автомобили оборудуются различными типами тормозных механизмов (рис. 13.2).

Тормозные механизмы могут осуществлять принудительное замедление автомобиля различными способами — механическим (фрикционным), гидравлическим, электрическим и внеколесным торможением.

Фрикционные тормозные механизмы (дисковые и барабанные) получили наиболее широкое распространение на автомобилях. Дисковые тормозные механизмы применяются для передних и задних колес легковых автомобилей большого класса и для передних колес легковых автомобилей малого и среднего классов. Барабанные тормозные механизмы используют на грузовых автомобилях, независимо от их грузоподъемности, в качестве колесных и трансмиссионных и на легковых автомобилях малого и среднего классов для задних колес.

Фрикционный тормозной механизм включает в себя вращающуюся часть (барабан, диск), тормозной элемент (колодки), прижимное (кулачковое, поршневое), регулировочное (эксцентрики) и охлаждающее (ребра, каналы) устройства.

На рис. 13.3 представлены схемы барабанного и дискового тормозных механизмов.

В барабанном тормозном механизме тормозной барабан 5 соединен с колесом автомобиля и вращается вместе с ним. Тормозные колодки 2 и 6 с фрикционными накладками установлены нижними концами на оси 1, закрепленной на неподвижном тормозном диске 3. Колодки могут поворачиваться на оси 1. Между

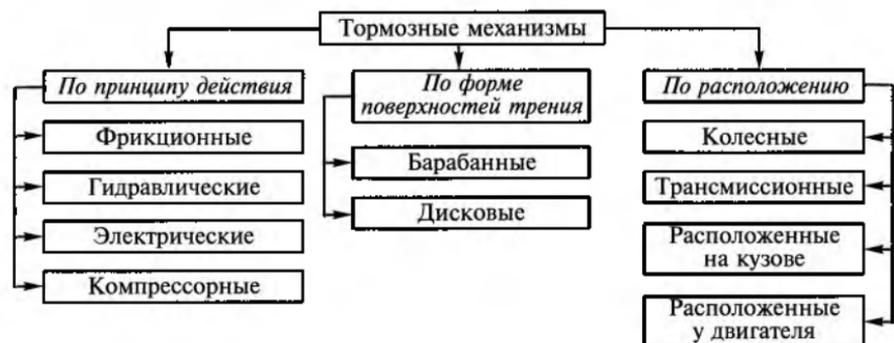


Рис. 13.2. Типы тормозных механизмов, классифицированных по различным признакам

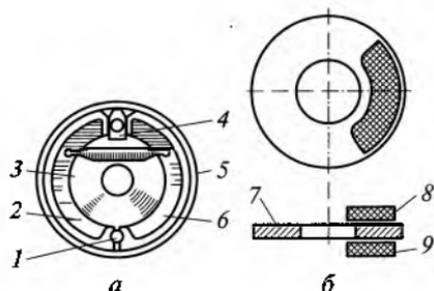


Рис. 13.3. Фрикционные тормозные механизмы:

a — барабанный; *б* — дисковый; 1 — ось; 2, 6, 8, 9 — колодки; 3, 7 — диски; 4 — кулак; 5 — тормозной барабан

верхними концами колодок находится разжимной кулак 4. При торможении кулак 4 разводит колодки 2 и 6, прижимая их к вращающемуся с колесом барабану 5. Торможение колеса происходит за счет сил трения, возникающих между фрикционными накладками колодок и тормозным барабаном.

В дисковом тормозном механизме тормозной диск 7 связан с колесом автомобиля и вращается вместе с ним. С обеих сторон тормозного диска установлены две невращающихся колодки 8 и 9 с фрикционными накладками. При торможении колеса колодки прижимаются к диску, создавая тормозной момент, препятствующий вращению колеса.

Дисковые тормозные механизмы по сравнению с барабанными имеют меньшую массу, более компактны, более стабильны и лучше охлаждаются. Однако они менее эффективны, имеют более быстрое изнашивание фрикционных накладок и хуже защищены от загрязнения.

Гидравлические, электрические, компрессорные и аэродинамические тормозные механизмы используются на автомобилях в качестве тормозов-замедлителей.

Гидравлический тормоз-замедлитель представляет собой обычную гидромфту (рис. 13.4, *a*), одно из колес которой закреплено неподвижно, а другое установлено на валу трансмиссии (за коробкой передач) и вращается вместе с валом. Тормозной момент гидравлического тормоза-замедлителя зависит от скорости вращения рабочего колеса и количества подаваемой жидкости. Гидравлические тормоза-замедлители имеют большую массу и малоэффективны при небольших скоростях движения автомобиля.

Электрический тормоз-замедлитель (рис. 13.4, *б*) обычно располагают за коробкой передач. Он представляет собой массивный стальной диск, закрепленный на валу трансмиссии и вращающийся с валом относительно неподвижных электромагнитов. Торможение автомобиля происходит за счет работы, которая затрачивается на преодоление магнитного взаимодействия между вращающимся диском и электромагнитами. Электрические тормоза-замедлители высокоэффективны и обеспечивают плавность тор-

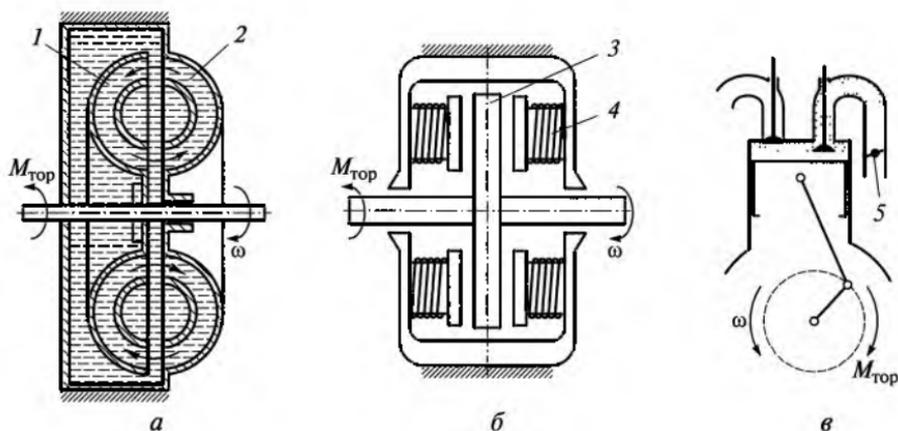


Рис. 13.4. Схемы тормозов-замедлителей:

a — гидравлический; *b* — электрический; *в* — компрессорный; 1 — неподвижное колесо; 2 — подвижное колесо; 3 — диск; 4 — электромагнит; 5 — заслонка

можения автомобиля. Однако они имеют большую массу, дорогостоящи в изготовлении и расходуют дополнительную энергию аккумуляторных батарей.

Компрессорный тормоз-замедлитель представляет собой моторный тормоз, использующий противодействие на выпуске при работе двигателя на компрессорном режиме. Механизм моторного тормоза (рис. 13.4, *в*) устанавливают в приемной трубе глушителя. В корпусе механизма на валу закреплены заслонка и приводной рычаг. Для создания противодействия при торможении автомобиля приемная труба глушителя перекрывается заслонкой. Одновременно с этим прекращается подача топлива в цилиндры двигателя, и двигатель работает как компрессор. В результате тормозной момент двигателя возрастает почти в два раза по сравнению с моментом при обычном торможении двигателем. Компрессорный тормоз-замедлитель прост по конструкции и не требует больших затрат. Однако он малоэффективен при торможении автомобиля, движущегося на высших передачах. Кроме того, для компрессорного тормоза-замедлителя необходимо специальное устройство, предотвращающее выбрасывание масла из воздушного фильтра двигателя из-за попадания сжатого воздуха в воздушный фильтр.

Аэродинамические тормоза-замедлители выполняются в виде специальных щитов, закрылков и парашютов. Ими оборудуются скоростные и гоночные автомобили, движущиеся с высокими скоростями. Аэродинамические тормозные механизмы увеличивают сопротивление воздуха и используются для экстренного внеколесного торможения автомобилей.

13.4. Оценочные параметры и принципиальные схемы колесных тормозных механизмов

Оценочные параметры тормозных механизмов. Конструкция тормозного механизма оценивается по эффективности, стабильности, уравновешенности и реверсивности.

Эффективность. Для оценки эффективности тормозного механизма служит коэффициент его эффективности, который представляет собой отношение тормозного момента $M_{\text{тор}}$, создаваемого механизмом, к моменту от приводной силы:

$$K_3 = \frac{M_{\text{тор}}}{P_{\text{п.с}} r_{\text{п}}},$$

где $P_{\text{п.с}}$ — суммарная приводная сила тормозных колодок; $r_{\text{п}}$ — радиус приложения результирующей силы трения ($r_{\text{п}} = r_{\text{б}}$ — радиус тормозного барабана в барабанном механизме; $r_{\text{п}} = r_{\text{ср}}$ — средний радиус накладки в дисковом механизме).

Эффективность тормозных механизмов необходимо оценивать при движении автомобиля как вперед, так и назад.

В барабанном тормозном механизме коэффициент эффективности рассчитывается не только для механизма в целом, но и отдельно для каждой тормозной колодки:

$$\bar{K}_{31} = \frac{M_{\text{тор1}}}{P_1 r_{\text{б}}} \quad \text{— для первичной колодки;}$$

$$K_{32} = \frac{M_{\text{тор2}}}{P_2 r_{\text{б}}} \quad \text{— для вторичной колодки,}$$

где $M_{\text{тор1}}$ и $M_{\text{тор2}}$ — тормозные моменты, создаваемые колодками; P_1 и P_2 — приводные силы колодок.

Стабильность. Стабильностью называется сохранение эффективности работы тормозного механизма при уменьшении коэффициента трения. Стабильность представляет собой зависимость коэффициента эффективности от коэффициента трения и может быть выражена графиком статической характеристики тормозного механизма. Лучшую стабильность имеют тормозные механизмы с линейной статической характеристикой.

От стабильности зависит достижение равных тормозных сил не только на колесах одного моста, но также и на правых и левых колесах автомобиля, что определяет безопасность при торможении.

Уравновешенность. Уравновешенным является тормозной механизм, в котором при торможении силы трения не создают дополнительную нагрузку на подшипники колес и другие детали. Неуравновешенным считается тормозной механизм, работа которого приводит к нагружению подшипников колес автомобиля.

Реверсивность. Реверсивностью называется равная эффективность тормозного механизма при движении автомобиля вперед и назад. Реверсивность тормозного механизма определяет независимость величины создаваемого им тормозного момента от направления движения автомобиля.

Принципиальные схемы тормозных механизмов. На автомобилях широкое применение в качестве колесных тормозных механизмов получили барабанные и дисковые механизмы. Рассмотрим принципиальные схемы и оценим конструкции дисковых и барабанных тормозных механизмов.

Дисковые тормозные механизмы. Дисковые тормозные механизмы используются главным образом на легковых автомобилях в качестве тормозных механизмов передних колес. Однако в последнее время эти механизмы стали применяться также на грузовых автомобилях и автобусах.

Наиболее распространенными являются дисковые тормозные механизмы с неподвижной и плавающей (подвижной) скобами.

В дисковом тормозном механизме с неподвижной скобой (рис. 13.5, а) литая чугунная скоба 3 связана с поворотным кулаком и охватывает тормозной диск 4, который соединен со ступицей ко-

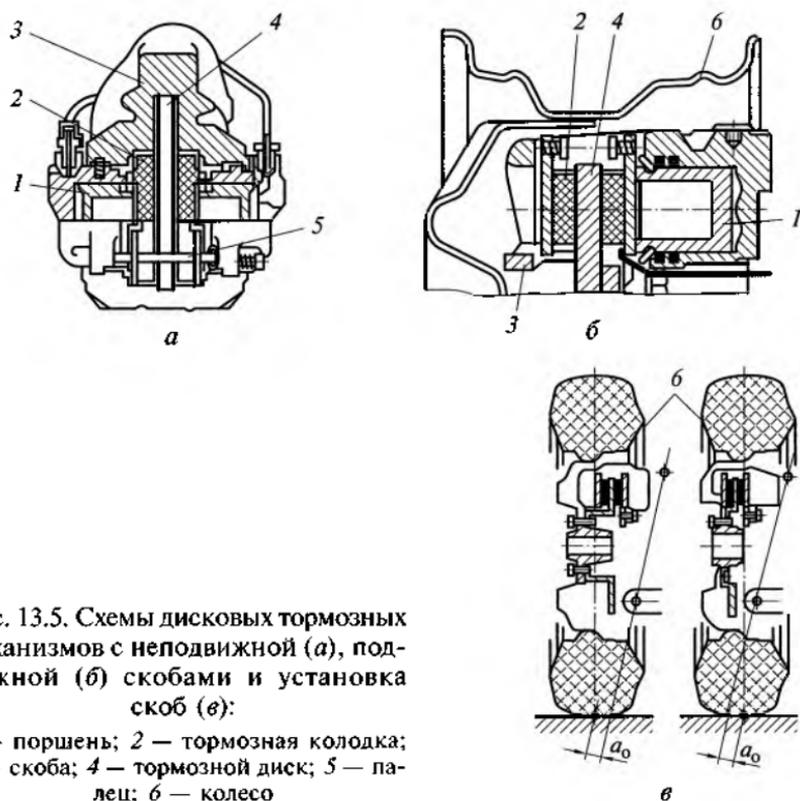


Рис. 13.5. Схемы дисковых тормозных механизмов с неподвижной (а), подвижной (б) скобами и установка скоб (в):

1 — поршень; 2 — тормозная колодка; 3 — скоба; 4 — тормозной диск; 5 — палец; 6 — колесо

леса. Тормозные колодки 2 с фрикционными накладками установлены внутри скобы на двух пальцах 5. В скобе также размещены два колесных тормозных цилиндра с поршнями 1, которые установлены по обе стороны тормозного диска. При торможении под давлением жидкости поршни 1 воздействуют на колодки 2, которые перемещаются на пальцах 5, прижимаются к тормозному диску 4 и осуществляют затормаживание колеса.

В дисковом тормозном механизме с плавающей скобой (рис. 13.5, б) скоба 3 выполнена подвижной и может перемещаться в пазах кронштейна, соединенного с поворотным кулаком. Колесный тормозной цилиндр с поршнем 1 размещен с одной стороны тормозного диска 4. При торможении перемещение поршня 1 вызывает перемещение скобы 3 в противоположную сторону. При этом обе тормозные колодки 2 прижимаются одновременно к тормозному диску 4 и затормаживают колесо 6.

По сравнению с неподвижной скобой плавающая скоба обеспечивает в два раза больше ход поршня тормозного цилиндра и имеет значительно меньшую ширину. В результате при плавающей скобе обеспечивается отрицательное плечо обкатки a_0 (рис. 13.5, в), что существенно облегчает поворот управляемых колес автомобиля.

Расчетная схема и статическая характеристика дискового тормозного механизма представлены на рис. 13.6.

Тормозной момент этого механизма

$$M_{\text{тор}} = 2P\mu r_{\text{ср}},$$

где μ — коэффициент трения.

Коэффициент эффективности механизма

$$K_3 = \frac{M_{\text{тор}}}{2Pr_{\text{ср}}}.$$

Расчетный коэффициент трения $\mu = 0,35$. Поэтому коэффициент эффективности дискового тормозного механизма $K_3 = 0,35$. Это говорит о том, что механизм имеет линейную статическую характеристику. Линейный характер статической характеристики механизма (рис. 13.6, б) свидетельствует о хорошей его стабильности при работе, что является достоинством дисковых тормозных механизмов.

Дисковый тормозной механизм менее чувствителен к воде, попавшей на тормозные накладки колодок, так как давление накладок, имеющих небольшую площадь, в 3—4 раза больше, чем у барабанного механизма. Кроме того, дисковый механизм сокращает время срабатывания тормозной системы и позволяет увеличить передаточное число тормозного привода благодаря малому ходу поршней колесного цилиндра (зазор между колодками и тор-

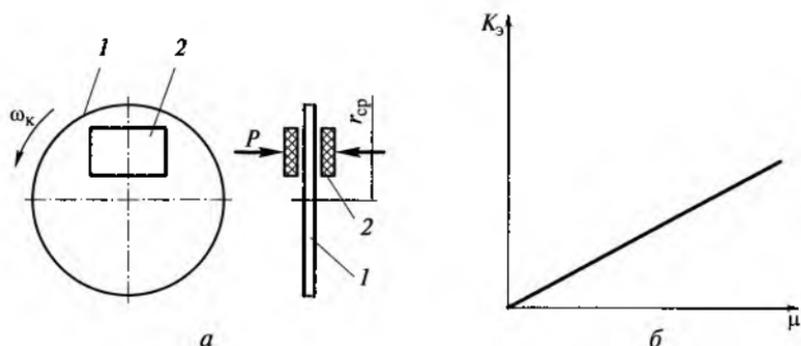


Рис. 13.6. Расчетная схема (а) и статическая характеристика (б) дискового тормозного механизма:

1 — диск; 2 — колодка

мозным диском 0,05...0,15 мм). Он также обеспечивает возможность увеличения поверхности тормозных накладок, так как колодки имеют небольшую длину и их площадь поверхности составляет 12...16% площади поверхности тормозного диска. Следовательно, имеется возможность уменьшения давления на накладки, равномерного распределения давления по поверхности трения и равномерного изнашивания накладок.

Дисковые тормозные механизмы обеспечивают плавное торможение всех колес при любой начальной скорости автомобиля. Однако они очень чувствительны к загрязнению и их сложно использовать в качестве стояночных тормозных механизмов.

Дисковый тормозной механизм является неуравновешенным, так как при торможении создается сила, дополнительно нагружающая подшипники колеса. При этом положение скобы механизма относительно центра колеса оказывает влияние на значение вертикальной нагрузки на подшипники колеса. Так, вертикальная нагрузка на подшипники колеса уменьшается при расположении скобы механизма сзади центра колеса.

Барабанные тормозные механизмы. Широко распространенные на автомобилях барабанные тормозные механизмы отличаются силовым воздействием колодок с разжимным устройством и барабаном, а также расположением опор тормозных колодок.

Схема барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом с равными приводными силами и односторонним расположением опор, а также статическая характеристика механизма представлены на рис. 13.7.

Для этого тормозного механизма характерным является следующее. Приводные силы P_1 и P_2 , прижимающие колодки 1 и 2 к барабану, равны ($P_1 = P_2$), так как площади поршней тормозного цилиндра 3 одинаковы. Нормальные реакции барабана N_1 и N_2 на

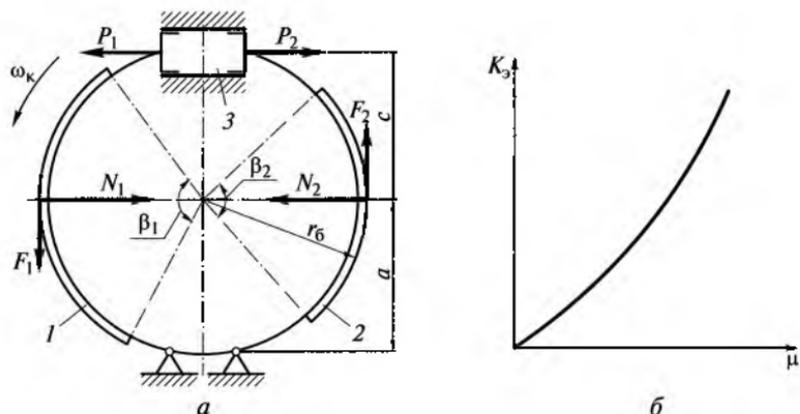


Рис. 13.7. Схема (а) и статическая характеристика (б) барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом с равными приводными силами и односторонним расположением опор:

1 — первичная колодка; 2 — вторичная колодка; 3 — тормозной цилиндр

колодки не равны между собой ($N_1 > N_2$). Момент, создаваемый силой трения F_1 и действующий на колодку 1, совпадает по направлению с моментом приводной силы P_1 , вследствие чего колодка захватывается барабаном, а сила трения F_1 способствует прижатию колодки к барабану. Момент силы трения F_2 , действующий на колодку 2, противоположен по направлению моменту приводной силы P_2 , и поэтому сила трения F_2 препятствует прижатию колодки 2 к тормозному барабану.

Колодка 1 называется первичной (активной, самоприжимной), а колодка 2 — вторичной (пассивной, самоотжимной). Первичная колодка нагружается больше, чем вторичная. При вращении колеса в противоположную сторону (движение автомобиля задним ходом) функции колодок изменяются и колодка 2 работает как первичная, а колодка 1 — как вторичная.

В связи с тем, что реакции барабана N_1 и N_2 на колодки, а также силы трения F_1 и F_2 не равны между собой, подшипники ступицы колеса нагружаются дополнительной силой. Такой тормозной механизм является неуравновешенным. Число торможений при движении автомобиля вперед значительно больше, чем при движении задним ходом. Поэтому тормозная накладка первичной колодки изнашивается гораздо интенсивнее, чем вторичной. Для уравнивания изнашивания фрикционная накладка первичной колодки обычно делается длиннее, чем у вторичной колодки ($\beta_1 > \beta_2$, где β_1 , β_2 — углы охвата соответственно первичной и вторичной колодок).

Этот тормозной механизм работает с одинаковой эффективностью при движении автомобиля вперед и задним ходом, так как

разность реакций тормозного барабана на колодки $N_1 - N_2$ не зависит от направления вращения барабана. Следовательно, механизм является реверсивным. Его статическая характеристика нелинейная (рис. 13.7, б).

Такого типа тормозные механизмы применяются на грузовых автомобилях средней грузоподъемности и в качестве задних тормозных механизмов на легковых автомобилях.

Тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом:

$$M_{\text{тор}} = (F_1 + F_2)r_6$$

или с учетом значения сил трения $F_1 = \mu N_1$; $F_2 = \mu N_2$

$$M_{\text{тор}} = \mu(N_1 + N_2)r_6,$$

где $\mu = 0,3$ — коэффициент трения.

Из условия равновесия тормозящего колеса имеем:

$$P_1(a + c) + F_1r_6 - N_1a = 0 \text{ — для первичной колодки;}$$

$$P_2(a + c) - F_2r_6 - N_2a = 0 \text{ — для вторичной колодки.}$$

Подставив в эти уравнения значения сил трения F_1 и F_2 , получим соответственно для первичной и вторичной колодок:

$$P_1 = N_1 \frac{a - \mu r_6}{a + c}; \quad P_2 = N_2 \frac{a + \mu r_6}{a + c}.$$

На рис. 13.8 показаны схема и статическая характеристика барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом с равными приводными силами и разнесенными опорами. Каждая

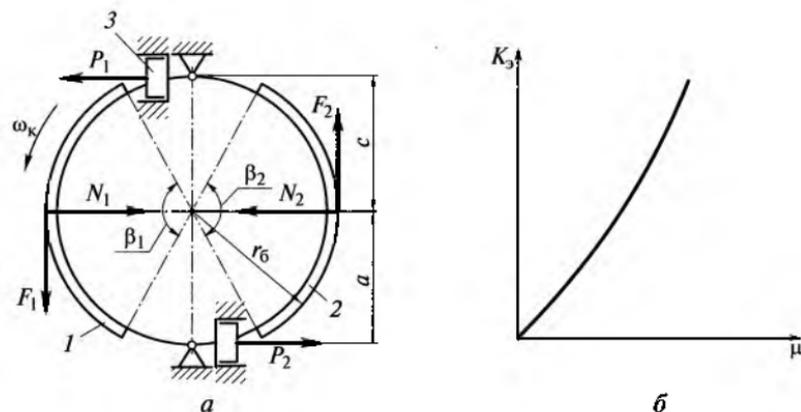


Рис. 13.8. Схема (а) и статическая характеристика (б) барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом с равными приводными силами и разнесенными опорами:

1, 2 — тормозные колодки; 3 — тормозной цилиндр

из колодок приводится в действие своим тормозным цилиндром. Одинаковые размеры тормозных цилиндров обеспечивают равенство приводных сил P_1 и P_2 , нормальных реакций барабана на колодки N_1 и N_2 , сил трения F_1 и F_2 , а также углов охвата колодок β_1 и β_2 .

При движении автомобиля вперед при торможении каждая колодка работает как первичная и эффективность тормозного механизма при одинаковых размерах его основных деталей выше, чем у тормозного механизма с совмещенными опорами. При торможении во время движения задним ходом колодки работают как вторичные, поэтому эффективность механизма значительно снижается. Следовательно, тормозной механизм является нереверсивным. Интенсивность изнашивания тормозных накладок колодок одинакова, так как обе колодки работают в одних и тех же режимах.

Этот тормозной механизм при торможении не нагружает дополнительной силой подшипники колес автомобиля и является уравновешенным. Он имеет нелинейную статическую характеристику (рис. 13.8, б).

Тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом:

$$M_{\text{тор}} = \mu(N_1 + N_2)r_6 = 2\mu Nr_6.$$

Тормозные механизмы такого типа применяются в качестве передних на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. В этом случае в качестве задних используются тормозные механизмы с равными приводными силами и совмещенными опорами. Такое сочетание тормозных механизмов на автомобиле позволяет получить большие тормозные силы на передних колесах, чем на задних, в соответствии с нагрузкой, приходящейся на колеса при торможении.

Схема барабанного тормозного механизма с равными перемещениями колодок и его статическая характеристика представлены на рис. 13.9. Тормозные колодки механизма разжимаются кулаком, который имеет симметричный профиль и обеспечивает одинаковое перемещение колодок.

В этом тормозном механизме при любом повороте разжимного кулака приводные силы P_1 и P_2 находятся на одинаковом расстоянии от оси кулака. Реакции барабана на колодки, силы трения и углы охвата колодок равны ($N_1 = N_2$; $F_1 = F_2$; $\beta_1 = \beta_2$). Приводные силы P_1 и P_2 не одинаковы: на первичную колодку действует меньшая приводная сила, чем на вторичную колодку ($P_1 < P_2$). Тормозной механизм реверсивный и эффективность его действия одинакова как при движении вперед, так и при движении назад. Интенсивность изнашивания тормозных накладок обеих колодок одинакова. Механизм практически является уравновешенным. Он имеет линейную статическую характеристику.

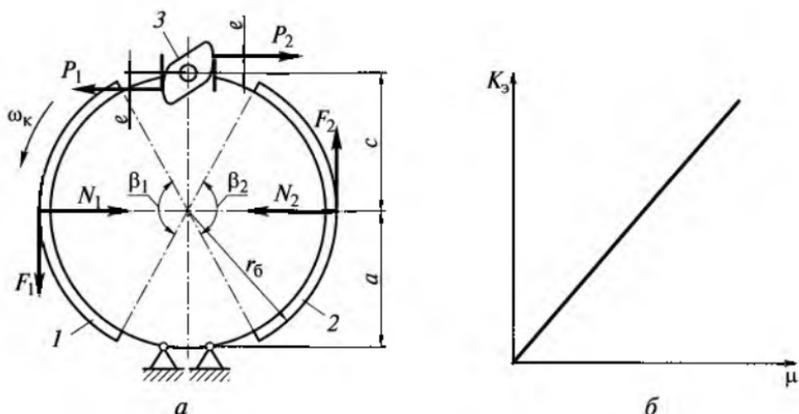


Рис. 13.9. Схема (а) и статическая характеристика (б) барабанного тормозного механизма с равными перемещениями колодок:

1 — первичная колодка; 2 — вторичная колодка; 3 — разжимной кулак

Из условия равновесия для первичной и вторичной тормозных колодок соответственно имеем:

$$P_1 = \frac{N_1(a - \mu r_6)}{a + c + e}; P_2 = \frac{N_2(a + \mu r_6)}{a + c - e}.$$

Тормозные механизмы такого типа имеют низкий КПД кулачкового разжимного устройства, равный 0,6...0,8. Они требуют значительных приводных сил и поэтому применяются на грузовых автомобилях и автобусах с пневматическим тормозным приводом.

Эффективность и стабильность тормозных механизмов. На рис. 13.10 представлены статические характеристики различных тормозных механизмов, принципиальные схемы которых были рассмотрены ранее. Эти характеристики позволяют провести сравнительную оценку механизмов при одинаковых параметрах и коэффициенте трения $\mu = 0,3$. Из рисунка следует, что тормозной механизм с равными перемещениями колодок является наименее эффективным среди барабанных механизмов. Если принять коэффициент эффективности $K_3 = 1$, то у тормозного механизма с равными тормозными силами и односторонним расположением опор эффективность выше на 22% ($K_3 = 1,22$). У тормозного механизма с равными тормозными силами и разнесенными опорами коэффициент эффективности выше на 60% ($K_3 = 1,6$).

Из рисунка также видно, что тормозной механизм с равными перемещениями колодок обладает наибольшей стабильностью среди указанных барабанных механизмов, так как имеет линейную статическую характеристику. При уменьшении коэффициента трения вследствие ряда причин (нагрев, замасливание, загряз-

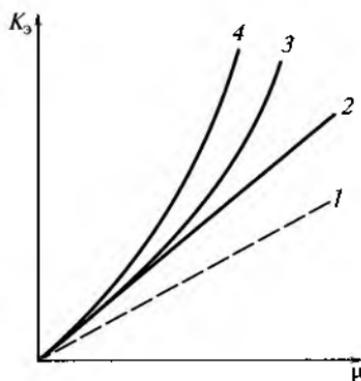


Рис. 13.10. Статические характеристики тормозных механизмов:

1 — дисковый; 2 — с равными перемещениями колодок; 3 — с равными приводными силами и односторонним расположением опор; 4 — с равными приводными силами и различными опорами

нение и др.) коэффициент эффективности этого механизма снижается в меньшей степени, чем у других механизмов.

Из сравнения статических характеристик тормозных механизмов следует, что эффективность и стабильность механизмов взаимосвязаны. Так, чем большей эффективностью обладает тормозной механизм, тем меньше его стабильность.

Для сравнения на рис. 13.10 штриховой линией нанесена статическая характеристика дискового тормозного механизма. Характеристика его линейна. Это свидетельствует о том, что дисковый тормозной механизм имеет высокую стабильность и наименьшую эффективность среди рассмотренных тормозных механизмов.

В настоящее время предпочтение отдается стабильности, а не эффективности тормозных механизмов в связи с тем, что необходимый тормозной момент можно получить путем увеличения приводных сил (применение вакуумного усилителя, колесных тормозных цилиндров большего диаметра и др.).

13.5. Тормозные приводы

Тормозным приводом называется совокупность устройств, осуществляющих связь педали или рычага управления с тормозными механизмами.

Тормозной привод служит для управления тормозными механизмами и приведения их в действие.

На автомобилях в зависимости от их назначения и типа применяют различные тормозные приводы (рис. 13.11).

Механический тормозной привод. Такой привод представляет собой систему тяг, рычагов и тросов, с помощью которых усилие водителя от рычага или педали управления передается к тормозным механизмам. На автомобилях механический привод применяется в качестве обязательного привода в стояночной тормозной системе. На легковых автомобилях механический привод действует на тормозные механизмы задних колес, а на грузовых автомобилях — на трансмиссионный тормоз, устанавливаемый обычно



Рис. 13.11. Типы тормозных приводов

на вторичном валу коробки передач. На всех автомобилях, кроме легковых большого класса, механический привод действует от рычага управления. На легковых автомобилях большого класса привод действует от специальной ножной педали управления. Механический тормозной привод надежен в работе при длительном удержании автомобиля на месте во время стоянки, компактен и прост по конструкции. Однако он имеет низкий КПД, равный 0,4, и требует частых регулировок.

Гидравлический тормозной привод. Этот привод является гидростатическим, в котором передача энергии осуществляется давлением несжимаемой жидкости (жидкость сжимается при давлении 220 МПа). Гидравлический привод применяется на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

На рис. 13.12 показана схема работы гидравлического тормозного привода. Привод заполнен тормозной жидкостью. При торможении (нажатии на тормозную педаль) связанный с педалью толкатель 1 перемещает поршень 2 в главном тормозном цилиндре 3. Поршень давит на жидкость, открывается выпускной клапан 5, и жидкость поступает через трубопроводы в колесные тормозные цилиндры 6. Под давлением жидкости поршни 7 в колесных цилиндрах расходятся, преодолевая сопротивление пружин 11, и прижимают тормозные колодки 8 с фрикционными накладками к тормозным барабанам 9, которые связаны с колесами. В результате происходит торможение колес и автомобиля. При служебном торможении давление жидкости в приводе составляет 2... 4 МПа, а при экстренном (аварийном) — 6... 10 МПа, а иногда и выше. После прекращения торможения перемещаются в исходное положение тормозная педаль с толкателем 1 под действием возвратной пружины и поршень 2 под действием пружины 4. Давление в приводе падает, и пружины 11 стягивают колодки 8, под действием которых поршни 7 вытесняют жидкость из колесных цилиндров, и она поступает к главному тормозному цилиндру 3. При этом выпускной клапан 5 закрывается. Под воздействием давления жидкости открывается впускной клапан 10, и жидкость проходит в главный цилиндр. Закрытие впускного клапана 10 происходит, когда в приводе остается небольшое избыточное давление

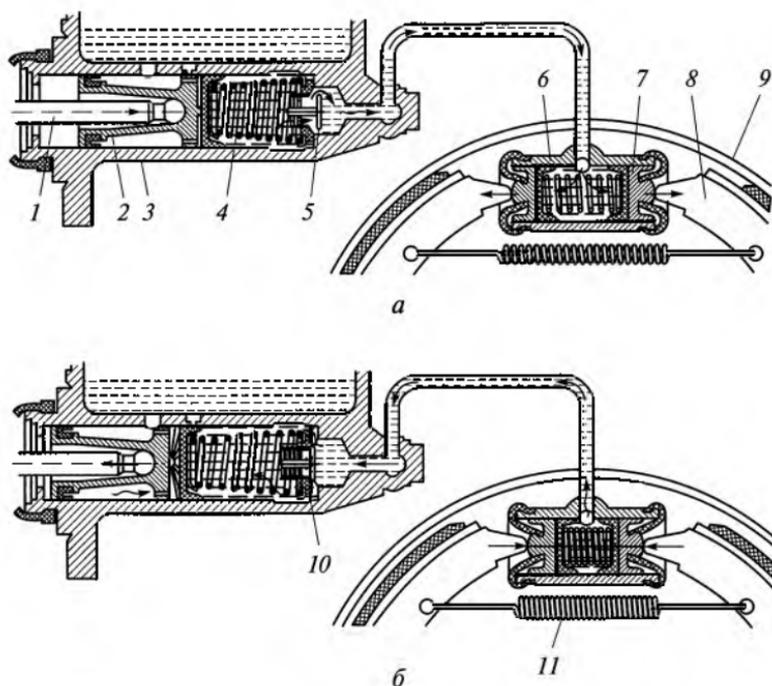


Рис. 13.12. Схема работы гидравлического тормозного привода:
а — торможение; *б* — растормаживание; 1 — толкатель; 2, 7 — поршни; 3, 6 — цилиндры; 4, 11 — пружины; 5, 10 — клапаны; 8 — колодка; 9 — тормозной барабан; \curvearrowright — движение жидкости

(0,05 МПа), предотвращающее проникновение воздуха в гидропривод и обеспечивающее готовность тормозной системы к повторному торможению. При попадании воздуха в гидропривод падает эффективность торможения, так как жидкость, вытесняемая при торможении из главного цилиндра, уменьшает только объем легко сжимаемого воздуха.

Гидравлический тормозной привод может быть одноконтурным (нераздельный) и двухконтурным (раздельный), а также с усилителем и без усилителя.

Нераздельный гидропривод (рис. 13.13, *а*) имеет один общий контур 2 для тормозных механизмов передних и задних колес и односекционный главный тормозной цилиндр 3. Привод действует от тормозной педали 4 нераздельно на передние 1 и задние 5 тормозные механизмы. При одноконтурном гидроприводе при любом местном повреждении вся тормозная система автомобиля выходит из строя.

Раздельный гидропривод значительно повышает надежность работы тормозной системы и безопасность движения автомобиля. Раздельный привод (рис. 13.13, *б*) имеет два независимо действу-

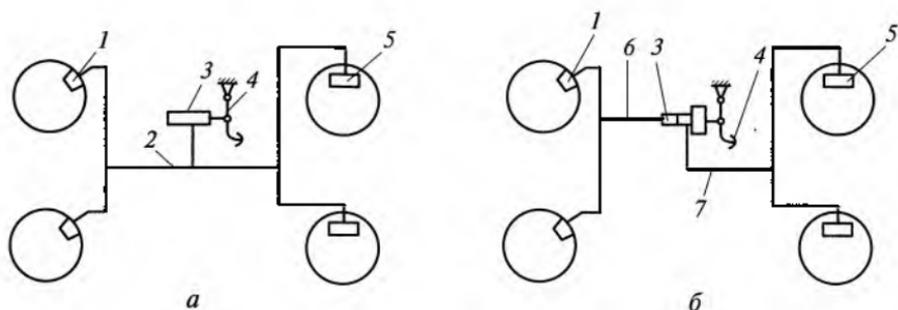


Рис. 13.13. Схемы гидравлических тормозных приводов:

a — одноконтурный; *б* — двухконтурный; 1, 5 — тормозные механизмы; 2, 6, 7 — контуры; 3 — цилиндр; 4 — педаль

ющих контура — первичный 6 и вторичный 7 и двухсекционный главный тормозной цилиндр 3. Привод действует от общей тормозной педали 4 отдельно на передние 1 и задние 5 тормозные механизмы. При повреждении одного из контуров гидропривода из него вытекает тормозная жидкость. В этом случае другой исправный контур обеспечивает, хотя и с меньшей эффективностью, торможение и остановку автомобиля. Раздельный привод может также иметь два контура, один из которых действует только на тормозные механизмы передних колес, а другой — на тормозные механизмы и передних, и задних колес автомобиля. Двухконтурный гидропривод может быть и диагональным, когда один из контуров обеспечивает работу тормозных механизмов правого переднего и левого заднего колес, а другой контур — левого переднего и правого заднего колес автомобиля. При выходе из строя одного из контуров этого гидропривода сохраняется 50 % эффективности тормозной системы автомобиля.

Гидравлический тормозной привод обеспечивает давление на колодки тормозных механизмов, пропорциональное усилию на тормозной педали.

На легковых автомобилях в зависимости от их класса могут применяться тормозные гидравлические приводы без усилителя или с вакуумным усилителем, который облегчает управление автомобилем, уменьшает при торможении усилие водителя, прилагаемое к тормозной педали. На грузовых автомобилях в гидравлических тормозных приводах применяются вакуумные, гидровакуумные и пневматические усилители, при которых усилие на тормозной педали не превышает 250...300 Н, тогда как без усилителей при резких торможениях автомобиля усилие на тормозной педали достигает 800...1000 Н.

Гидравлический тормозной привод компактен, имеет небольшую массу и малое время срабатывания, обеспечивает одновре-

менное торможение всех колес автомобиля, его КПД достигает 0,95. Однако привод малоэффективен без усилителя, выходит из строя при местном повреждении и его КПД уменьшается при низких температурах (-30°C и ниже).

Пневматический тормозной привод. Такой привод применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, автопоездах и автобусах. Привод облегчает управление автомобилем, более эффективен по сравнению с другими приводами и обеспечивает использование сжатого воздуха на автомобиле для различных целей (открытие и закрытие дверей автобуса, накачивание и поддержание давления в шинах, привод стеклоочистителей и др.). Однако пневмопривод менее компактен, сложен по конструкции и в обслуживании, более дорогостоящий и имеет большее время срабатывания (в 5—10 раз больше, чем у гидропривода).

Пневматический тормозной привод включает в себя следующие приборы:

- питающие — компрессор, ресиверы (воздушные баллоны);
- управляющие — тормозные краны, клапаны управления тормозными механизмами прицепа и полуприцепа;
- исполнительные — тормозные камеры, тормозные цилиндры;
- регулирующие — регулятор давления компрессора, регулятор тормозных сил и др.;
- улучшающие эксплуатационные качества и надежность — влагоотделители, защитные, ускоряющие и другие клапаны;
- сигнальные — сигнализаторы различного типа.

В тормозной системе автомобиля с пневмоприводом тормозные механизмы приводятся в действие энергией сжатого воздуха, а водитель только воздействует на управляющие (воздухораспределительные) приборы.

Наиболее сложным является пневмопривод автопоезда. Он включает в себя несколько десятков приборов. В зависимости от используемого пневмооборудования автомобиль-тягач и прицеп могут иметь однопроводный или двухпроводный пневматический привод.

На рис. 13.14, а показана схема однопроводного пневматического тормозного привода автопоезда. При однопроводном приводе тормозные системы автомобиля-тягача и прицепа связаны между собой при помощи соединительной головки 7 одним трубопроводом, который является одновременно питающим и управляющим. При движении автопоезда компрессор 1 через регулятор 2 давления нагнетает сжатый воздух в воздушные баллоны 3 и 9 автомобиля-тягача и прицепа, тормозные камеры которых соединены с окружающим воздухом. При торможении при нажатии на тормозную педаль секция 5 тормозного крана соединяет тормозные камеры 6 с воздушным баллоном 3, а секция 4 крана сообщает соединительный трубопровод автомобиля и прицепа с окружающим

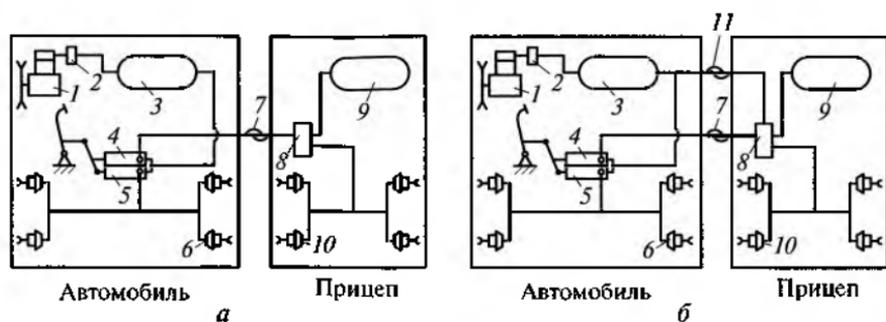


Рис. 13.14. Схемы однопроводного (а) и двухпроводного (б) пневматических приводов автопоездов:

1 — компрессор; 2 — регулятор; 3, 9 — баллоны; 4, 5 — секции тормозного крана; 6, 10 — тормозные камеры; 7, 11 — головки; 8 — воздухораспределитель

воздухом. Падение давления сжатого воздуха в соединительном трубопроводе приводит в действие воздухораспределитель 8, который направляет сжатый воздух из баллона 9 в тормозные камеры 10 прицепа. При этом давление сжатого воздуха в тормозных камерах всегда пропорционально усилию на тормозной педали. В случае отрыва прицепа от автомобиля прицеп автоматически тормозится вследствие падения давления сжатого воздуха в соединительном трубопроводе, тем самым обеспечивается безопасность движения. Давление сжатого воздуха в тормозном приводе автомобиля-тягача поддерживается в пределах 0,75... 0,8 МПа, а у прицепа 0,5... 0,55 МПа. Это необходимо, чтобы уменьшить время срабатывания приборов пневмопривода прицепа, так как время удаления сжатого воздуха из приборов в 1,5—2 раза больше, чем время их заполнения.

Однопроводной тормозной пневмопривод не обеспечивает эффективного торможения автопоезда при неоднократных и частых торможениях (на спуске и др.). В этом случае сжатый воздух из воздушного баллона прицепа расходуется, давление в баллоне падает, а сжатый воздух из компрессора в это время не нагнетается. Поэтому на большинстве автопоездов применяется двухпроводной тормозной пневмопривод (рис. 13.14, б).

При двухпроводном приводе тормозные системы автопоезда-тягача и прицепа связаны между собой двумя трубопроводами — питающим с соединительной головкой 11 и управляющим с соединительной головкой 7.

При движении автопоезда компрессор 1 через регулятор 2 давления нагнетает сжатый воздух в воздушный баллон 3 автомобиля-тягача и через питающий трубопровод — в воздушный баллон 9 прицепа. В этом случае тормозные камеры 6 автомобиля и 10 прицепа соединены с окружающим воздухом через тормозной кран 4

и воздухораспределитель 8. При торможении при нажатии на тормозную педаль тормозной кран 4 соединяет тормозные камеры 6 автомобиля с воздушным баллоном 3. В это же время сжатый воздух по управляющему трубопроводу поступает в воздухораспределитель 8, который соединяет воздушный баллон 9 с тормозными камерами 10 прицепа. Во время торможения автопоезда в воздушный баллон 9 прицепа продолжает поступать сжатый воздух из воздушного баллона 3 автомобиля. При отрыве прицепа от автомобиля воздухораспределитель 8 соединяет тормозные камеры 10 с воздушным баллоном 9, в результате чего прицеп автоматически тормозится.

Двухпроводной тормозной пневмопривод обеспечивает непрерывное нагнетание сжатого воздуха в воздушный баллон прицепа и имеет время срабатывания в 1,5—2 раза меньше, чем у однопроводного пневмопривода. Привод эффективен и надежен при частных и многократных торможениях автопоезда.

Комбинированные тормозные приводы. Такие приводы применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, а также на автопоездах. К ним относятся приводы пневмогидравлические, электропневматические и др.

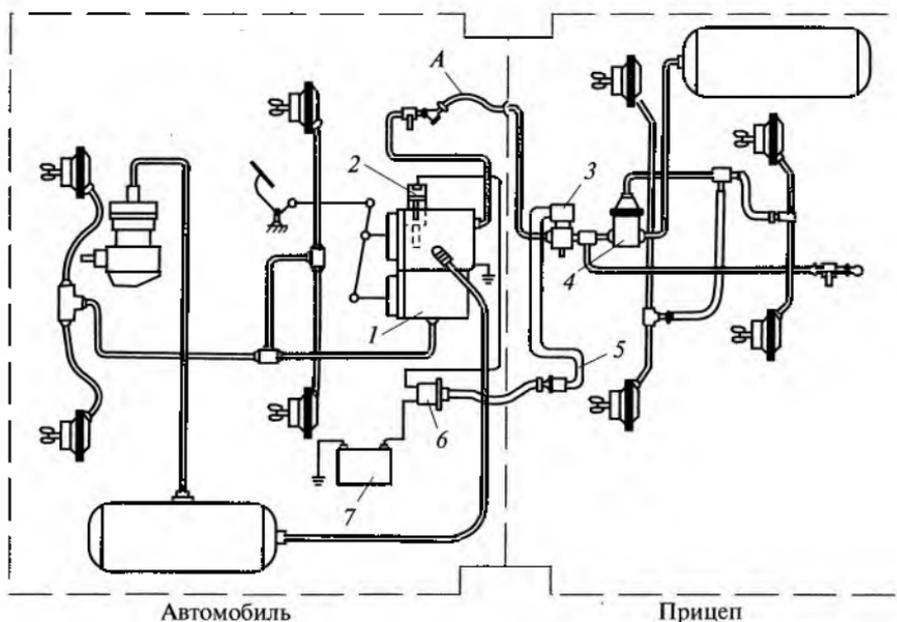


Рис. 13.15. Схема электропневматического тормозного привода автопоезда:

1 — тормозной кран; 2 — контактор; 3 — кран; 4 — воздухораспределитель; 5 — электропроводная связь; 6 — разъем; 7 — источник электропитания; А — соединительная магистраль

На длиннобазовых грузовых автомобилях и многозвенных автопоездах (с несколькими прицепами) применяется электропневматический тормозной привод, имеющий электрическую часть и пневматическое оборудование. Электрическая часть привода является управляющей, а пневматическое оборудование — исполняющим.

На рис. 13.15 показана схема однопроводного электропневматического тормозного привода автопоезда. Пневматическое оборудование привода не отличается от обычного. В электрическую часть привода входят контактор 2, электропневматический кран 3 у каждого прицепа, источник электропитания 7 и электропроводная связь 5 со штепсельным разъемом 6.

При торможении при нажатии на тормозную педаль электропневматические краны 3 выпускают наружу сжатый воздух из соединительной магистрали А. В этом случае воздушный баллон прицепа с тормозными камерами, что приводит к торможению прицепа. Электропневматический привод обеспечивает одновременное и быстрое срабатывание тормозных механизмов и расходует 100...120 Вт электроэнергии. Однако привод требует хорошей защиты от механических воздействий и загрязнения.

На рис. 13.16 представлена схема пневмогидравлического тормозного привода грузового автомобиля с прицепом. Привод со-

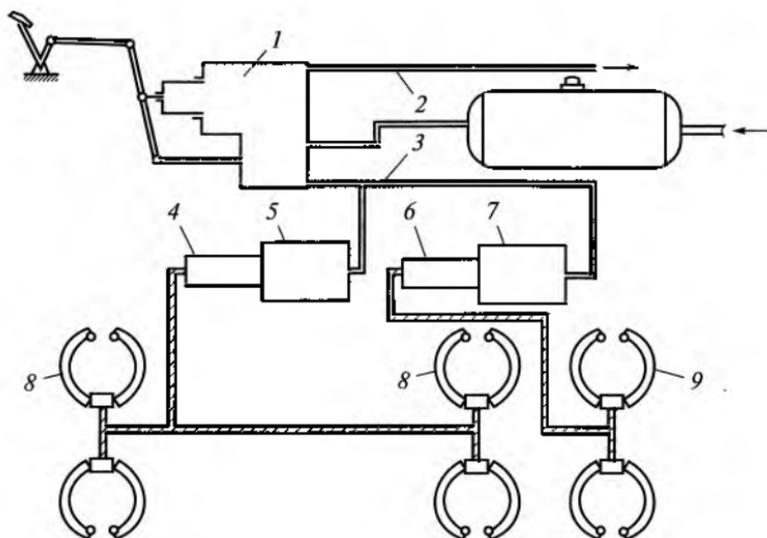


Рис. 13.16. Схема пневмогидравлического тормозного привода грузового автомобиля с прицепом:

1 — кран; 2, 3 — трубопроводы; 4, 6 — цилиндры; 5, 7 — пневмоусилители; 8, 9 — тормозные механизмы

стоит из двух основных частей — пневматической и гидравлической. В пневматическую часть привода входят тормозной кран 1 и два пневмоусилителя 5 и 7, которые соединены трубопроводом 3 с нижней секцией крана 1. Верхняя секция тормозного крана 1 через трубопровод 2 связана с пневмооборудованием прицепа. Гидравлическая часть привода выполнена двухконтурной. Главный тормозной цилиндр 4 соединен с пневмоусилителем 5 и приводит в действие тормозные механизмы 8 колес переднего и среднего мостов автомобиля. Главный тормозной цилиндр 6 связан с пневмоусилителем 7 и приводит в работу тормозные механизмы 9 колес заднего моста автомобиля. При торможении при нажатии на тормозную педаль сжатый воздух из тормозного крана 1 через трубопровод 3 поступает в пневмоусилители 5 и 7, которые приводят в действие тормозные цилиндры 4 и 6 гидравлических контуров привода. Жидкость, вытесненная из главных тормозных цилиндров, приводит в работу тормозные механизмы колес автомобиля. При этом давление жидкости в колесных тормозных цилиндрах пропорционально давлению воздуха в пневмоусилителях 5 и 7. Гидравлическая часть привода обеспечивает одновременное торможение всех колес автомобиля. Пневматическая часть привода облегчает управление и позволяет тормозить буксируемый прицеп.

13.6. Регуляторы тормозных сил

Регуляторы тормозных сил применяются в гидравлических и пневматических тормозных приводах для ограничения тормозных сил на задних колесах автомобиля с целью предотвращения их юза и возможного заноса. На отдельных автомобилях для сохранения управляемости на скользких и обледенелых дорогах дополнительно устанавливают регулятор тормозных сил в тормозном приводе передних колес.

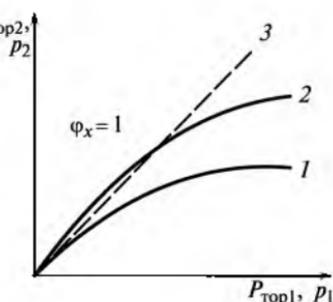
Минимальный тормозной путь автомобиля обеспечивается при оптимальном распределении тормозных сил P_{top1} и P_{top2} между передними и задними колесами, т. е. при максимально возможных по сцеплению тормозных силах на колесах:

$$\frac{P_{\text{top1}}}{P_{\text{top2}}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}} = \frac{l_2 + \varphi_x h_u}{l_1 - \varphi_x h_u},$$

где R_{z1} и R_{z2} — нормальные реакции соответственно на передних и задних колесах; l_1 и l_2 — расстояние от центра тяжести автомобиля соответственно до оси передних и задних колес; φ_x — коэффициент продольного сцепления; h_u — высота центра тяжести автомобиля.

Рис. 13.17. Зависимости между тормозными силами задних и передних колес и давлениями в их приводах:

1, 2 — при наличии регулятора (1 — автомобиль без груза; 2 — автомобиль с грузом); 3 — без регулятора



Указанное соотношение зависит от коэффициента сцепления φ_x и полезной нагрузки, при изменении которой меняется положение центра тяжести автомобиля.

На рис. 13.17 представлены зависимости между тормозными силами задних и передних колес и давлениями в тормозных приводах этих колес для автомобиля без груза (кривая 1) и с грузом (кривая 2).

Кривые 1 и 2 характеризуют оптимальное распределение тормозных сил, обеспечивающее минимальный тормозной путь автомобиля при наличии регулятора тормозных сил. Штриховая линия 3 показывает связь между давлениями в тормозных приводах передних и задних колес при отсутствии регулятора тормозных сил.

Из рисунка видно, что в широком диапазоне имеет место перетормаживание ($P_{top} > P_{\varphi x}$) задних колес, особенно для автомобиля без груза, и это может привести к заносу автомобиля. Поэтому и возникает необходимость регулирования тормозных сил.

На автомобилях применяются статические и динамические регуляторы тормозных сил. Статические регуляторы ограничивают давление в той части тормозного привода, где они установлены. Динамические регуляторы ограничивают давление в тормозном приводе в зависимости от усилия на тормозной педали и изменения нагрузки на задних колесах при торможении автомобиля.

Регуляторы тормозных сил, корректируя давление в приводе задних тормозных механизмов по отношению к передним тормозным механизмам с целью одновременной блокировки передних и задних колес, обеспечивают устойчивость автомобиля. Однако предотвращение юза задних колес достигается их недотормаживанием, что приводит к снижению эффективности торможения автомобиля на 10...15%. Таким образом, торможение автомобиля при применении регулятора тормозных сил не является наиболее эффективным и безопасным.

Более эффективным и безопасным способом торможения автомобиля является торможение с применением антиблокировочных систем (АБС).

13.7. Антиблокировочные системы

Типы АБС. Антиблокировочная система служит для устранения блокировки колес автомобиля при торможении. Система автоматически регулирует тормозной момент и обеспечивает одновременное торможение всех колес автомобиля. Она также обеспечивает оптимальную эффективность торможения (минимальный тормозной путь) и повышает устойчивость автомобиля.

Наибольший эффект от применения АБС получается на скользкой дороге, когда тормозной путь автомобиля уменьшается на 10... 15 %. На сухой асфальтобетонной дороге такого сокращения тормозного пути автомобиля может и не быть.

Коэффициент сцепления колес с дорогой зависит от состояния поверхности дороги и ряда других факторов. Так, например, на значение коэффициента сцепления влияют скорость колеса при торможении и свойства шины колеса. Существенное влияние на коэффициент сцепления оказывает относительное скольжение колеса

$$S = \frac{v_k - \omega_k r_k}{v_k},$$

где v_k — линейная скорость колеса; ω_k — угловая скорость колеса; r_k — радиус колеса.

При некотором значении относительного скольжения колеса коэффициент сцепления ϕ_x имеет максимальное значение. Величина относительного скольжения, соответствующая максимальному коэффициенту сцепления, называется критической ($S_{кр}$). Для поверхностей большинства дорог $S_{кр} = 0,1 \dots 0,3$. При торможении, когда тормозящее колесо доводится до юза ($S = 1$), коэффициент сцепления существенно уменьшается. При этом снижается эффективность торможения и ухудшаются управляемость и устойчивость автомобиля. Причем чем выше скорость автомобиля вначале торможения, тем значительно уменьшается коэффициент сцепления.

АБС поддерживает в процессе торможения относительное скольжение колес близким к $S_{кр}$ и обеспечивает высокую эффективность и необходимую безопасность торможения автомобиля, что достигается автоматическим регулированием тормозного момента, подводимого к колесам при торможении.

Существуют различные типы АБС по способу регулирования тормозного момента. На автомобилях широкое применение получили АБС, регулирующие тормозной момент по замедлению тормозящего колеса.

Уравнение движения тормозящего колеса выражается формулой:

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{\text{тор}} - M_{\phi},$$

где J_k — момент инерции колеса; $M_{\text{тор}}$ — тормозной момент; M_{ϕ} — момент скольжения.

С помощью этого уравнения строится график работы АБС по замедлению тормозящего колеса (рис. 13.18). На рисунке представлены зависимости моментов $M_{\text{тор}}$ и M_{ϕ} от относительного скольжения S тормозящего колеса в процессе автоматического регулирования тормозного момента. При этом разность между $M_{\text{тор}}$ и M_{ϕ} соответствует замедлению колеса при торможении.

В начале торможения происходит возрастание тормозного момента (участок 0—1—2), что приводит к замедлению вращения колеса ($M_{\text{тор}} > M_{\phi}$), сопровождающемуся увеличением относительного скольжения.

Особенно быстро замедление увеличивается на отрезке 1—2, где разность моментов $M_{\text{тор}} - M_{\phi}$ резко возрастает из-за уменьшения момента скольжения и вследствие того, что замедление $j_{з.к}$ прямо пропорционально разности тормозного момента и момента скольжения:

$$j_{з.к} = \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_{\text{тор}} - M_{\phi}}{J_k}.$$

Быстрый рост замедления говорит о том, что относительное скольжение стало больше $S_{кр}$, а колесо стремится к блокировке. Поэтому в точке 2 блок управления АБС дает первую команду модулятору на снижение давления в тормозном приводе. Эта точка соответствует началу падения давления в приводе. Тормозной момент уменьшается, и в точке 3 $M_{\text{тор}} = M_{\phi}$, а замедление $j_{з.к} = 0$. Затем в точке 3 блок управления подает вторую команду модулятору на поддержание в тормозном приводе постоянного давления и, следовательно, постоянного тормозного момента. После второй команды $M_{\phi} > M_{\text{тор}}$, а замедление $j_{з.к}$ меняет знак, что свидетельствует о разгоне колеса. При этом скорость колеса приближается к скорости автомобиля, что говорит об уменьшении его проскальзывания и, следовательно, увеличении коэффициента сцепления.

Максимальное значение ускорения колеса при разгоне достигается

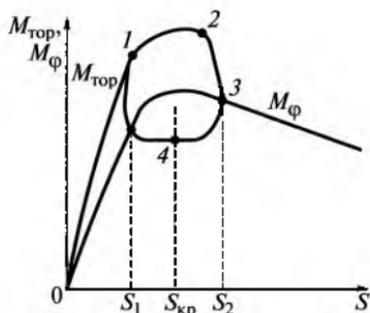


Рис. 13.18. График работы АБС по замедлению тормозящего колеса:

1—4 — характерные точки

в точке 4, соответствующей максимальной разности моментов $M_{\phi} - M_{\text{тор}}$. В точке 4 блок управления дает третью команду модулятору на увеличение давления в тормозном приводе, и рассмотренный цикл вновь повторяется, поддерживая относительное скольжение тормозящего колеса в интервале $S_1 \dots S_2$, обеспечивающем максимальное сцепление колеса с дорогой.

Таким образом, при регулировании давления в тормозном приводе колесо то замедляет свое вращение, то разгоняется и заставляет тормозной момент $M_{\text{тор}}$ изменяться по замкнутому контуру $1-2-3-4-1$. При этом диапазон относительного скольжения $S_1 \dots S_2$, в котором работает колесо, составляет 20 % при современных АБС.

Частота изменения давления в гидравлическом тормозном приводе достигает 20 Гц, а в пневматическом тормозном приводе составляет 3...8 Гц.

Эти системы АБС при работе обеспечивают такое проскальзывание колес, при котором их сцепление с дорогой будет максимальным.

АБС сложны и различны по конструкции, дорогостоящи и требуют применения электроники. Наиболее простыми являются механические и электромеханические АБС.

Независимо от конструкции АБС включают в себя следующие элементы:

датчики — выдают информацию об угловой скорости колес автомобиля, давлении (жидкости, сжатого воздуха) в тормозном приводе, замедлении автомобиля и др.;

блок управления — обрабатывает информацию датчиков и дает команду исполнительным механизмам;

исполнительные механизмы (модуляторы давления) — снижают, повышают или поддерживают постоянное давление в тормозном приводе.

Процесс регулирования торможения колес с помощью АБС включает в себя несколько фаз и протекает циклически.

Эффективность торможения с АБС зависит от схемы установки ее элементов на автомобиле. Наиболее эффективной является АБС с отдельным регулированием колес автомобиля (рис. 13.19, а),

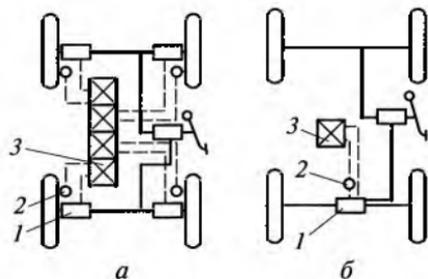


Рис. 13.19. Схемы установки АБС на автомобилях с отдельным (а) и общим (б) регулированием:

1 — модулятор; 2 — датчик; 3 — блок управления

когда на каждое колесо установлен отдельный датчик 2 угловых скоростей, а в тормозном приводе к колесу — отдельные модулятор 1 давления и блок управления 3. Однако такая схема установки ABS наиболее сложная и дорогостоящая. Более простая схема установки элементов ABS показана на рис. 13.19, б. В этой схеме используются один датчик 2 угловой скорости, установленный на валу карданной передачи, один модулятор 1 давления и один блок 3 управления. У такой схемы установки элементов ABS ниже чувствительность и меньшая эффективность торможения автомобиля.

Несмотря на то, что ABS обеспечивают автомобилю более высокие тормозные свойства и безопасность движения, они пока не имеют массового применения на автомобилях вследствие их высокой стоимости и недостаточной долговечности по сравнению с другими элементами тормозной системы.

Тормозные приводы с ABS. Схема двухконтурного гидравлического тормозного привода высокого давления с ABS показана на рис. 13.20, а. ABS регулирует торможение всех колес автомобиля и включает в себя четыре датчика 1 угловой скорости колес, два модулятора 2 давления тормозной жидкости и два электронных блока 3 управления. В гидроприводе установлены два независимых гидроаккумулятора 4, давление в которых поддерживается в пределах 14...15 МПа. Тормозная жидкость в них нагнетается насосом 7 высокого давления. Кроме того, в гидроприводе имеются сливной бачок 8, обратные клапаны 5 и двухсекционный клапан 6 управления, обеспечивающий пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением в тормозной системе.

При нажатии на тормозную педаль давление жидкости от гидроаккумуляторов передается к модуляторам 2, которые автоматически управляются электронными блоками 3, получающими информацию от колесных датчиков 1.

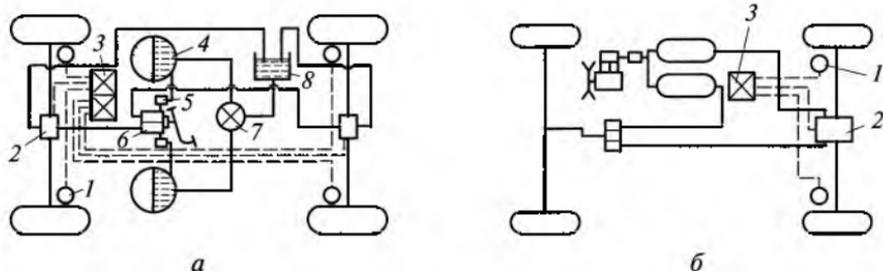


Рис. 13.20. Схемы двухконтурных гидравлического (а) и пневматического (б) тормозных приводов с ABS:

1 — датчик; 2 — модулятор; 3 — блок управления; 4 — гидроаккумулятор; 5, 6 — клапаны; 7 — насос; 8 — бачок

Модуляторы работают по двухфазному циклу:

1-я фаза: нарастание давления тормозной жидкости, поступающей в колесные тормозные цилиндры. Тормозной момент на колесах автомобиля возрастает;

2-я фаза: сброс давления тормозной жидкости, поступление которой в колесные тормозные цилиндры прекращается и она направляется в сливной бачок. Тормозной момент на колесах автомобиля уменьшается.

После этого блок управления дает команду на нарастание давления и цикл повторяется.

На рис. 13.20, б представлена схема двухконтурного пневматического тормозного привода с АБС, которая регулирует торможение только задних колес автомобиля. АБС включает в себя два датчика 1 угловой скорости колес, один модулятор 2 давления сжатого воздуха и один блок 3 управления. В пневмоприводе установлен также дополнительный воздушный баллон в связи с увеличением расхода сжатого воздуха при установке АБС из-за многократного его впуска и выпуска при торможении автомобиля. Модулятор, включенный в пневмопривод и получающий команду от блока управления, регулирует давление сжатого воздуха в тормозных камерах задних колес автомобиля.

Модулятор работает по трехфазному циклу:

1-я фаза: нарастание давления сжатого воздуха, поступающего из воздушного баллона в тормозные камеры колес автомобиля. Тормозной момент на задних колесах возрастает;

2-я фаза: сброс давления воздуха, поступление которого в тормозные камеры прерывается, и он выходит наружу. Тормозной момент на колесах уменьшается;

3-я фаза: поддержание давления сжатого воздуха в тормозных камерах на постоянном уровне. Тормозной момент на колесах поддерживается постоянным.

Затем блок управления дает команду на нарастание давления, и цикл повторяется.

Электронные АБС, имея сложную конструкцию и высокую стоимость, не всегда обеспечивают достаточную надежность в работе. Поэтому на автомобилях находят некоторое применение более простые и менее дорогие (почти в пять раз дешевле) механические и электромеханические АБС, хотя они имеют недостаточную чувствительность и быстродействие.

Рассмотрим схемы электромеханической АБС и двухконтурного диагонального тормозного гидропривода переднеприводного легкового автомобиля малого класса с механической АБС. Маховичок 1 (рис. 13.21, а) свободно установлен на втулке 4 и связан с ней сухарем 5, прижимаемым к втулке пружинной 6. Втулка находится на валу 2, который приводится во вращение через шестерню 3 от шестерни, установленной на колесе автомобиля. В торце-

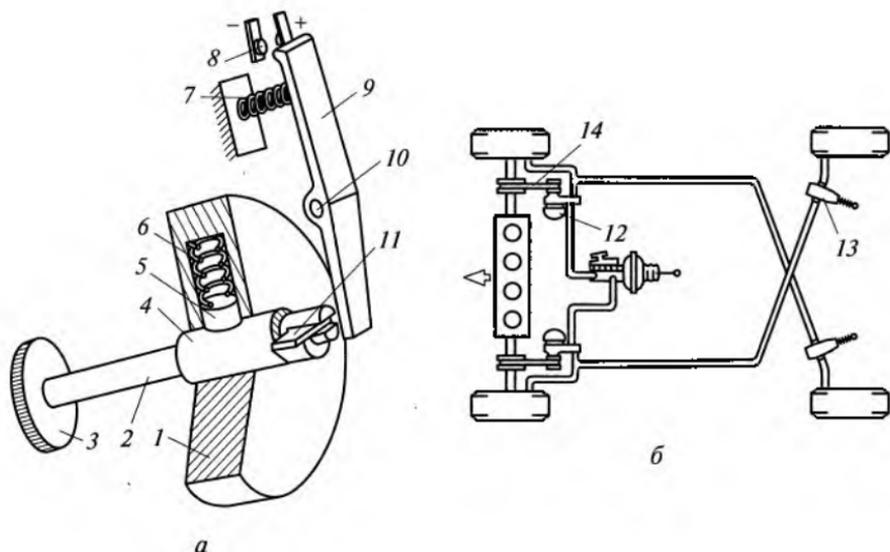


Рис. 13.21. Схемы ABS электромеханической (а) и механической для диагонального тормозного гидропривода (б):

1 — маховичок; 2 — вал; 3 — шестерня; 4 — втулка; 5 — сухарь; 6, 7 — пружины; 8 — микровыключатель; 9 — рычаг; 10 — ось; 11 — толкатель; 12 — ABS; 13 — регулятор; 14 — привод ABS

вую прорезь вала 2 входит плоский наконечник толкателя 11, заплечики которого опираются на спиральные скосы втулки 4. К торцу вала 2 под действием пружины 7 прижимается конец рычага 9 микровыключателя 8. При торможении с небольшим замедлением маховичок, втулка и вал вращаются все вместе как единое целое. При торможении с большим замедлением маховичок 1 продолжает вращаться некоторое время с прежней угловой скоростью. Вследствие этого происходит поворот маховичка с втулкой 4 относительно вала 2. При этом толкатель 11 своими заплечиками скользит по стальным скосам втулки 4 и перемещается в осевом направлении. Толкатель, упираясь в конец рычага 9, поворачивает его на оси 10, вследствие чего замыкаются контакты микровыключателя 8 электромагнитного клапана. Клапан прерывает связь колесного цилиндра с тормозным приводом и сообщает его с линией слива. Тормозной момент на колесе уменьшается, колесо получает ускорение, а маховичок совершает угловое перемещение в обратном направлении. Толкатель 11 возвращается в исходное положение пружиной 7, колесный цилиндр соединяется с тормозным приводом, и цикл опять повторяется.

Схема установки механической ABS на переднеприводном легковом автомобиле малого класса с диагональным двухконтурным гидравлическим тормозным приводом представлена на рис. 13.21, б.

Привод механических АБС осуществляется ременными передачами от ведущих валов передних колес. При этом в гидравлическом тормозном приводе колес устанавливаются регуляторы 13 тормозных сил.

13.8. Тормозные системы легковых автомобилей

Рабочая тормозная система легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости (рис. 13.22, *a*) включает в себя передние 10 и задние 3 тормозные механизмы и гидравлический двухконтурный тормозной привод — первичный 7 (передних тормозных механизмов) и вторичный 6 (задних тормозных механизмов).

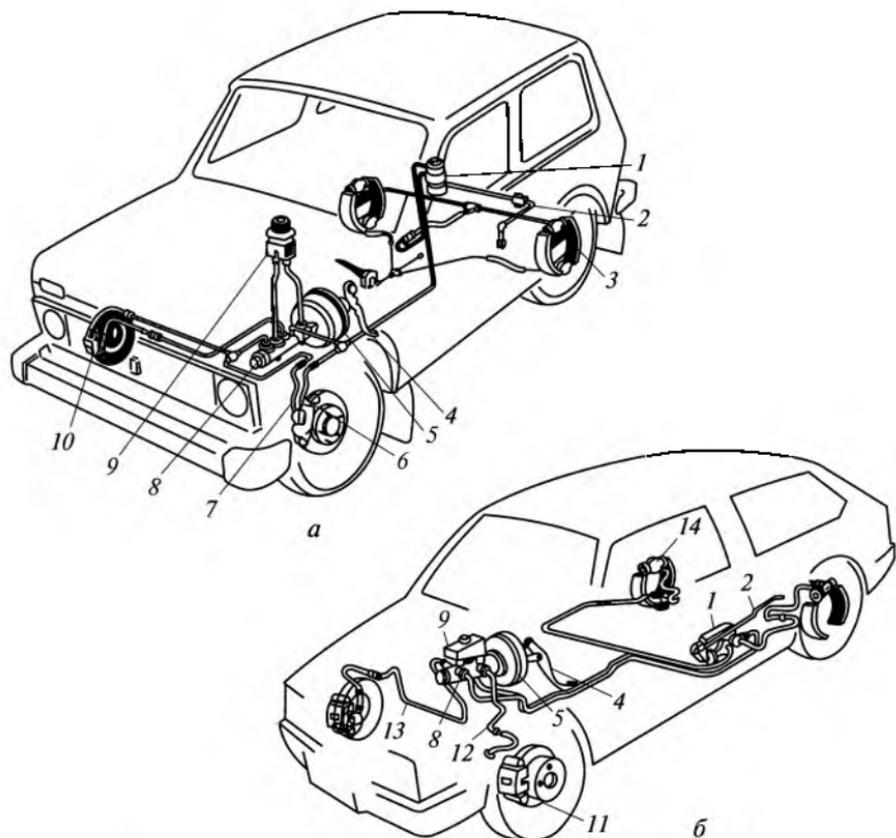


Рис. 13.22. Тормозные системы легковых автомобилей ВАЗ:

a — повышенной проходимости; *б* — переднеприводных; 1 — регулятор; 2 — торсион; 3, 10, 11, 14 — тормозные механизмы; 4 — педаль; 5 — вакуумный усилитель; 6, 7, 12, 13 — контуры; 8 — тормозной цилиндр; 9 — бачок

В рабочую тормозную систему переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.22, б) входят передние 11 и задние 14 тормозные механизмы, а также гидравлический тормозной привод, который имеет диагональное разделение контуров. Контур 12 гидропривода обеспечивает работу тормозных механизмов левого переднего и правого заднего колес автомобиля, а контур 13 гидропривода — правого переднего и левого заднего колес. Диагональное разделение контуров гидропривода рабочей тормозной системы существенно повышает безопасность движения.

Передние тормозные механизмы легковых автомобилей ВАЗ дисковые, размещены в передних управляемых колесах автомобиля, имеют автоматическую регулировку зазора между тормозными колодками и диском. Вращающимися и трущимися деталями тормозных механизмов являются тормозные диски, имеющие хорошее охлаждение. Поэтому эффективность работы дискового тормозного механизма не снижается даже при частых торможениях автомобиля на больших скоростях движения.

В переднем тормозном механизме автомобиля ВАЗ повышенной проходимости (рис. 13.23) чугунный тормозной диск 4 прикреплен шпильками 2 к ступице 3 переднего колеса. С передней

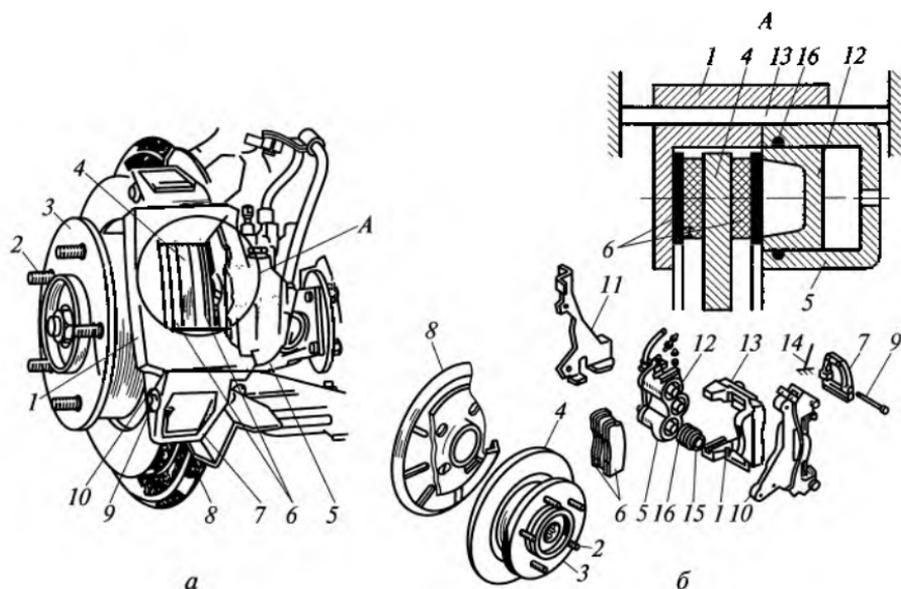


Рис. 13.23. Передний тормозной механизм легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

а — общий вид; б — детали тормозного механизма; 1 — суппорт; 2 — шпилька; 3 — ступица; 4 — тормозной диск; 5 — блок цилиндров; 6 — колодки; 7 — рычаг; 8 — щит; 9 — ось; 10 — направляющая; 11 — кожух; 12 — поршень; 13 — скос; 14 — пружина; 15 — колпачок; 16 — кольцо

стороны по ходу движения автомобиля тормозной диск охватывается суппортом 1, представляющим собой П-образную скобу с направляющими скосами 13, которые зажаты между направляющей 10 тормозных колодок и прижимными рычагами 7 с пружинами 14, также имеющими направляющие скосы. Такое крепление суппорта обеспечивает при торможении его перемещение по направляющим скосам рычагов 7 и направляющей 10. Суппорт отлит из высокопрочного чугуна и имеет защитный кожух 11.

В направляющей 10, отлитой из высокопрочного чугуна и прикрепленной к поворотному кулаку, размещены тормозные колодки 6 с приклепанными фрикционными накладками. С помощью осей 9 к направляющей тормозных колодок шарнирно присоединены два прижимных рычага 7 суппорта. В суппорте 1 запрессован блок тормозных цилиндров 5, отлитый из алюминиевого сплава. В блоке имеются три цилиндра, из которых средний и нижний соединены между собой каналом и связаны с контуром привода передних тормозных механизмов, а верхний цилиндр связан с контуром привода задних тормозных механизмов. В каждом тормозном цилиндре установлен стальной хромированный поршень 12 и в канавке каждого цилиндра — резиновое уплотнительное кольцо 16. Это кольцо не только уплотняет поршень в тормозном цилиндре, но и обеспечивает благодаря своей упругости отвод поршня от тормозной колодки после торможения. Таким образом, резиновое уплотнительное кольцо 16 обеспечивает автоматическое регулирование зазора между тормозным диском и колодками. Поршни всех цилиндров соприкасаются с внутренней тормозной колодкой и с ее стороны закрыты резиновыми защитными колпачками 15. С внутренней стороны передний тормозной механизм закрыт тормозным щитом 8.

При торможении под действием давления жидкости в гидроприводе поршни перемещают внутреннюю тормозную колодку относительно направляющей 10 и суппорта 1 и прижимают ее к тормозному диску 4. Одновременно под действием давления жидкости перемещается блок цилиндров 5 вместе с суппортом 1 по скосам направляющей 10 и прижимных рычагов 7. При этом суппорт перемещает наружную тормозную колодку относительно направляющей 10 и прижимает ее к тормозному диску. Обе тормозные колодки прижимаются к тормозному диску с одинаковым усилием, так как давление жидкости на поршни и днища блока цилиндров одно и то же. После прекращения торможения давление жидкости на поршни и днище блока цилиндров резко падает. За счет упругости резиновых колец 16 поршни отводятся от внутренней тормозной колодки, которая при этом отходит от тормозного диска из-за его биения. Одновременно наружная тормозная колодка вместе с суппортом 1 также отходит от тормозного диска в результате его биения.

При изнашивании фрикционных накладок тормозных колодок увеличивается зазор между накладками и тормозным диском. При торможении под действием давления жидкости поршни перемещаются относительно уплотнительных колец 16 и занимают новое положение в цилиндрах, чем будет компенсировано изнашивание фрикционных накладок. После прекращения торможения колодки будут отходить от тормозного диска на одно и то же расстояние, определяемое деформацией резиновых колец 16. Таким образом автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и диском. В связи с этим при эксплуатации зазор между тормозными колодками и диском переднего тормозного механизма не требует регулировки. При торможении колодки действуют на относительно малую часть поверхности тормозного диска, оставляя открытой большую ее часть, которая эффективно обдувается воздухом. В результате тормозной диск очень быстро охлаждается, что обеспечивает эффективность тормозного механизма даже при частых торможениях на больших скоростях.

Передний тормозной механизм заднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.24) включает тормозной диск 1, тормозные колодки 2, суппорт 10 и два тормозных цилиндра 4. Чугунный тормозной диск 1 закреплен на ступице 12 колеса автомобиля и защищен тормозным щитом 11, прикрепленным к поворотному кулаку 14. На поворотном кулаке закреплен кронштейн 13 с суппортом 10, который охватывает тормозной диск. В суппорте размещены тормозные колодки 2 с приклеенными фрикционными накладками 3 и тормозные цилиндры 4, которые стопорятся специальными фиксаторами. Тормозные колодки установлены на двух пальцах 9, закрепленных в тормозных цилиндрах. Колодки прижимаются к пальцам фигурными пружинами 8, благодаря чему исключается трение колодок о тормозной диск в нерабочем положении. В тормозных цилиндрах установлены поршни 5 с уплотнительными резиновыми кольцами 6, размещенными в канавках цилиндров. Внутренняя полость цилиндров закрыта резиновыми колпачками 7. Поршни цилиндров упираются в тормозные колодки. Тормозные цилиндры соединены между собой трубкой 16. Через штуцер 15 в цилиндры подводится тормозная жидкость, а через штуцер 17 удаляется воздух из тормозного привода.

При торможении под действием давления жидкости поршни 5 перемещают тормозные колодки 2 и прижимают их к тормозному диску 1. При этом резиновые уплотнительные кольца 6 деформируются (положение I). После прекращения торможения давление жидкости на поршни резко снижается, и они отводятся в исходное положение благодаря упругости резиновых колец 6 (положение II). При этом тормозные колодки отходят от тормозного диска, и между ними устанавливается требуемый зазор. При изнаши-

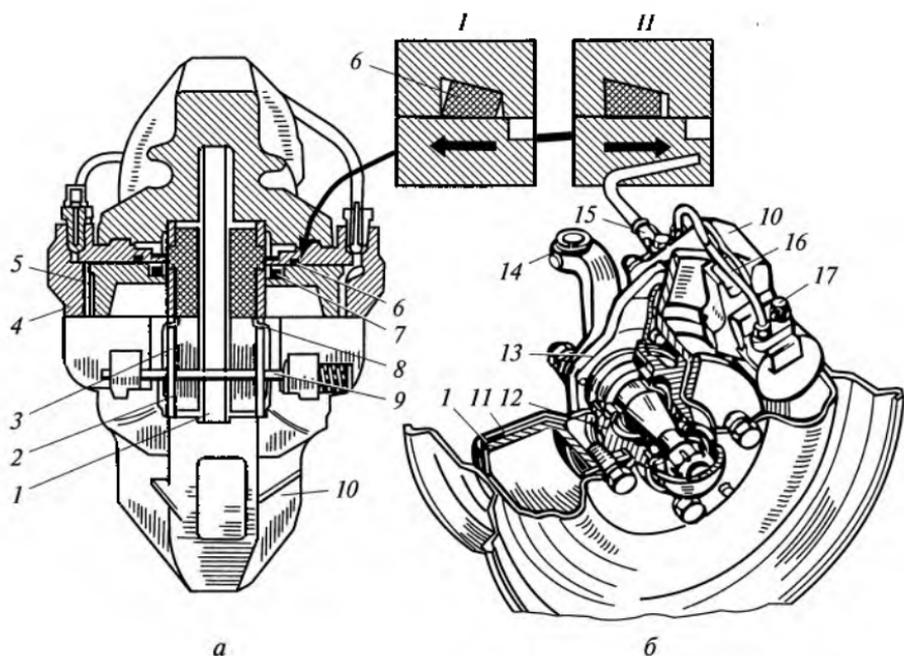


Рис. 13.24. Передний тормозной механизм заднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

a — общий вид; *б* — установка тормозного механизма в колесе; 1 — тормозной диск; 2 — колодка; 3 — накладка; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6 — кольцо; 7 — колпачок; 8 — пружина; 9 — палец; 10 — суппорт; 11 — шит; 12 — ступица; 13 — кронштейн; 14 — кулак; 15, 17 — штуцеры; 16 — трубка; I, II — положения уплотнительного кольца при торможении и растормаживании соответственно

вании фрикционных накладок при эксплуатации зазор между тормозными колодками и диском регулируется автоматически, так как резиновые кольца *б* отводят поршни от колодок на одно и то же расстояние, определяемое их упругой деформацией.

Передний тормозной механизм переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.25) состоит из тормозного диска *8*, тормозных колодок *1*, направляющей *9* тормозных колодок и суппорта *10*. Привод тормозных колодок осуществляется от тормозного цилиндра *2*.

Направляющая *9* тормозных колодок имеет форму скобы и отлита из высокопрочного чугуна. В ней размещены две тормозные колодки *1*, и она крепится болтами к поворотному кулаку. Суппорт *10*, отлитый из высокопрочного чугуна, прикреплен двумя болтами *13* к тормозному цилиндру *2* и образует вместе с ним подвижное соединение — плавающую скобу. Плавающая скоба болтами *11* соединена с двумя направляющими пальцами *6*, которые установлены в глухие отверстия направляющей *9* тормозных колодок. Отверстия под направляющие пальцы заполнены

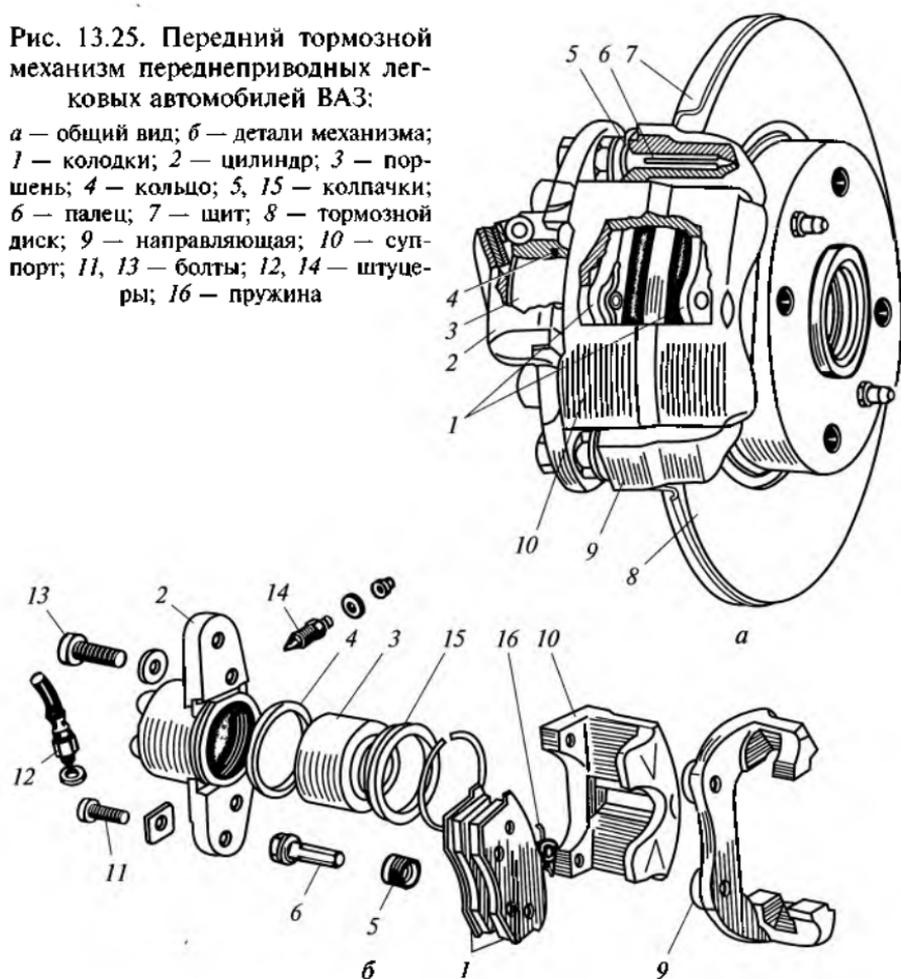
смазкой, предохраняющей соединение от коррозии и обеспечивающей постоянство усилия перемещения плавающей скобы независимо от срока эксплуатации автомобиля. Резиновые колпачки 5, установленные между головками пальцев и направляющей тормозных колодок, удерживают смазку в соединении и предохраняют пальцы от влаги, пыли и грязи.

Тормозные колодки 1 выполнены из стали, и к ним приклеены фрикционные накладки. Колодки имеют фигурную форму, обеспечивающую их плотное прилегание к направляющей 9. Пружины 16, прикрепленные к тормозным колодкам, поджимают их к направляющим 9 и исключают вибрацию колодок.

В тормозном цилиндре 2 установлен полный поршень 3 с уплотнительным кольцом 4 трапецевидной формы. Кольцо размещено в канавке цилиндра и плотно охватывает поршень, при пе-

Рис. 13.25. Передний тормозной механизм переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

a — общий вид; *б* — детали механизма; 1 — колодки; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — кольцо; 5, 15 — колпачки; 6 — палец; 7 — шит; 8 — тормозной диск; 9 — направляющая; 10 — суппорт; 11, 13 — болты; 12, 14 — штуцеры; 16 — пружина



ремещении поршень тянет за собой кольцо и скручивает его в канавке цилиндра. Благодаря своей упругости кольцо обеспечивает отвод поршня от тормозной колодки после прекращения торможения и, следовательно, автоматическое регулирование зазора между тормозными колодками и тормозным диском. Резиновый колпачок 15, соединенный с поршнем и цилиндром, закрывает внутреннюю полость цилиндра. В тормозной цилиндр ввернуты два штуцера. Через штуцер 14 удаляется воздух из гидропривода, а через штуцер 12 подводится жидкость в тормозной цилиндр. Чугунный тормозной диск 8, охватываемый суппортом 10, крепится к ступице колеса автомобиля. С внутренней стороны он закрывается тормозным щитом 7, прикрепленным к поворотному кулаку.

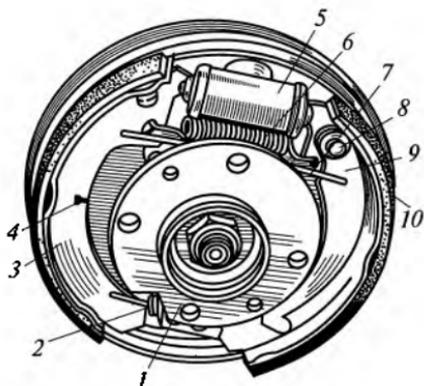
При торможении под действием давления жидкости поршень 3 прижимает внутреннюю тормозную колодку к тормозному диску. После этого под давлением жидкости по направляющим пальцам 6 перемещаются тормозной цилиндр с суппортом 10 (плавающая скоба), и суппорт прижимает наружную тормозную колодку к тормозному диску. При этом обе тормозные колодки прижимаются к диску с одинаковым усилием вследствие одинакового давления жидкости на поршень и днище цилиндра. После прекращения торможения за счет упругости резинового кольца 4 поршень отводится от внутренней тормозной колодки, и в результате биения тормозного диска от него одновременно отходят обе колодки. При изнашивании тормозных накладок поршень перемещается относительно уплотнительного кольца 4 и занимает новое положение в тормозном цилиндре, чем компенсируется изнашивание фрикционных накладок. При этом тормозные колодки будут отходить от тормозного диска на одно и то же расстояние, определяемое деформацией резинового уплотнительного кольца. Следовательно, при эксплуатации в переднем тормозном механизме автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и тормозным диском и его регулировка не производится.

Задние тормозные механизмы легковых автомобилей ВАЗ — барабанные, колодочные, размещены в задних колесах автомобиля. Вращающимися деталями тормозных механизмов являются тормозные барабаны. Трущимися деталями являются тормозные колодки, которые при торможении самоустанавливаются относительно тормозного барабана. Это обеспечивает наибольший тормозной эффект и более равномерное изнашивание фрикционных накладок тормозных колодок.

Задний тормозной механизм переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.26) имеет автоматическую регулировку зазора между тормозными колодками и тормозным барабаном. На тормозном щите 10, прикрепленном к фланцу рычага задней подвески автомобиля, закреплен болтами колесный цилиндр 5 и ус-

Рис. 13.26. Задний тормозной механизм переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1 — ступица; 2, 4, 6 — пружины; 3 — колодка; 5 — цилиндр; 7 — планка; 8 — ось; 9 — рычаг; 10 — щит



тановлены тормозные колодки 3 с приклеенными фрикционными накладками. Колодки стянуты пружинами 2 и 6. Они упираются верхними концами в поршни колесного цилиндра, а нижними концами в специальную опору, закрепленную на тормозном щите. От бокового смещения колодки удерживаются направляющими пружинами 4, прижимающими их к тормозному щиту. Такая установка тормозных колодок на тормозном щите обеспечивает им возможность при торможении свободно самоустанавливаться относительно тормозного барабана. Это повышает эффективность торможения и способствует более равномерному изнашиванию фрикционных накладок. На задней тормозной колодке на оси 8 закреплен разжимной рычаг 9. Между рычагом и передней тормозной колодкой установлена распорная планка 7. С помощью разжимного рычага и распорной планки приводится в действие задний тормозной механизм при торможении стояночной тормозной системой. Тормозной барабан отлит из алюминиевого сплава. Внутри барабана залито чугунное кольцо, являющееся его рабочей поверхностью. Снаружи барабана выполнены ребра жесткости, улучшающие его охлаждение. В барабане имеются специальные окна для контроля зазора между тормозными колодками и барабаном. Тормозной барабан крепится к ступице 1 заднего колеса автомобиля. Устройство для автоматической регулировки зазора между тормозными колодками и барабаном находится в колесном тормозном цилиндре.

В гидравлический тормозной привод легковых автомобилей ВАЗ (см. рис. 13.22, а) входят тормозная педаль 4, вакуумный усилитель 5, главный тормозной цилиндр 8, тормозные цилиндры передних 10 и задних 3 тормозных механизмов, трубопроводы первичного 7 и вторичного 6 контуров, тормозной бачок 9 и регулятор 1 тормозных сил задних тормозных механизмов с торсионом 2. В первичный контур гидропривода входят по два цилиндра передних тормозных механизмов, а во вторичный контур — по одному цилиндру передних и цилиндры задних тормозных механизмов.

Такая схема тормозного гидропривода при выходе из строя одного из контуров обеспечивает почти 50 %-ную эффективность полностью исправной рабочей тормозной системы и, следовательно, необходимую безопасность движения. Гидравлический тормозной привод заполняется тормозной жидкостью.

Гидравлический тормозной привод переднеприводных автомобилей ВАЗ (см. рис. 13.22, б) включает в себя тормозную педаль 4, вакуумный усилитель 5, главный тормозной цилиндр 8, тормозные цилиндры передних 11 и задних 14 тормозных механизмов, трубопроводы контура 12 тормозных механизмов левого переднего и правого заднего колес автомобиля и контура 13 тормозных механизмов правого переднего и левого заднего колес, тормозной бачок 9, регулятор 1 тормозных сил с тorsiоном 2.

Вакуумный усилитель уменьшает усилие, прилагаемое к тормозной педали при торможении, и облегчает работу водителя. Усиливающий эффект вакуумного усилителя основан на использовании вакуума во впускном трубопроводе работающего двигателя.

В вакуумном усилителе легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.27) резиновая диафрагма 19, расположенная между корпусом 7 и крышкой 9 с чехлом 13, делит вакуумный усилитель на две полости — вакуумную I и атмосферную II. Вакуумная полость соединена с впускным трубопроводом двигателя шлангом, в наконечнике 5 которого расположен клапан 6. При работающем двигателе и отпущенной тормозной педали давление в вакуумной и атмосферной полостях усилителя одинаковое, так как вакуум из впускного трубопровода двигателя через шланг и наконечник 5 передается в полости I и II. В полость II вакуум передается из полости I через канал III, зазор между клапаном 12 и его седлом на корпусе 18 и через канал IV. При торможении толкатель 14 перемещает поршень 10 внутрь корпуса 7 усилителя, а подвижная часть клапана 12 пружиной 16 прижимается к седлу на корпусе 18 и разобщает вакуумную и атмосферную полости. При дальнейшем перемещении толкателя 14 поршень 10 отходит от клапана 12, и через образовавшийся зазор, канал IV и воздушный фильтр 15 в атмосферную полость поступает воздух. В этом случае в полости I сохраняется вакуум, а в полости II устанавливается атмосферное давление. Разность давлений в вакуумной и атмосферной полостях усилителя создает дополнительную силу, которая, действуя совместно с силой нажатия водителя на тормозную педаль, перемещает корпус 18 клапана с диафрагмой 19. При этом через буфер 17 перемещается шток 8 с наконечником 4, который воздействует на поршни главного тормозного цилиндра 3. При прекращении нажатия на тормозную педаль и остановки ее в заторможенном положении корпус 18 вместе с прижатым к нему клапаном 12 под действием разности давлений в полостях I и II будут перемещаться, пока кла-

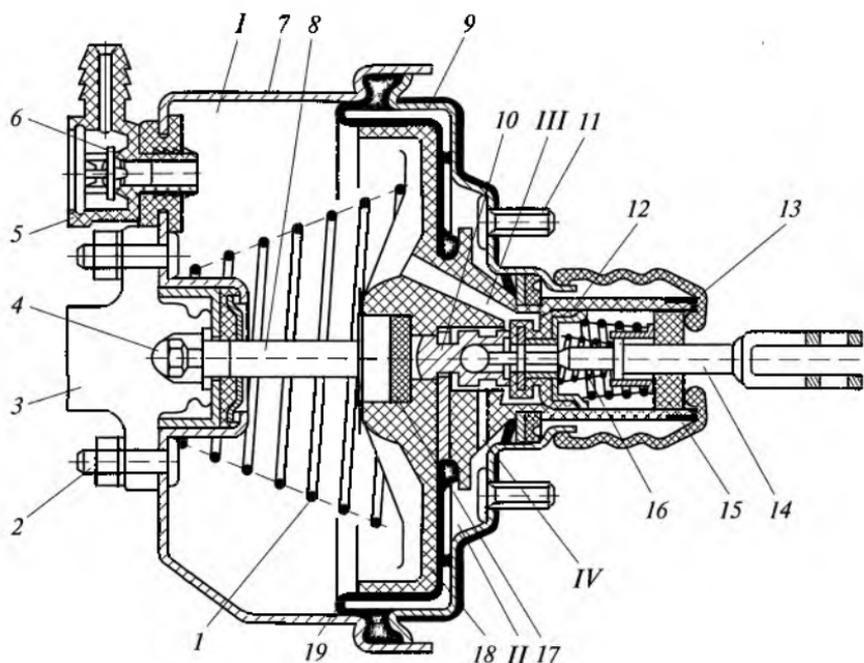


Рис. 13.27. Вакуумный усилитель легковых автомобилей ВАЗ:

1, 16 — пружины; 2, 11 — болты; 3 — цилиндр; 4, 5 — наконечники; 6, 12 — клапаны; 7, 18 — корпуса; 8 — шток; 9 — крышка; 10 — поршень; 13 — чехол; 14 — толкатель; 15 — фильтр; 17 — буфер; 19 — диафрагма; I, II — полости; III, IV — каналы

пан 12 не упрется в торец остановившегося поршня 10. Поступление воздуха в полость II в этом случае прекратится, и корпус 18 займет определенное положение. Если в этом положении отпустить тормозную педаль, то поршень 10 отодвинет клапан 12 от корпуса 18, давление в полости II уменьшится и под действием пружины 1 корпус 18 переместится до соприкосновения с клапаном 12.

При экстренном (аварийном) торможении, когда прикладывается большая сила к тормозной педали, между поршнем 10 и клапаном 12 зазор сохраняется, и воздух продолжает поступать в полость II усилителя. После прекращения торможения, когда тормозная педаль будет отпущена, толкатель 14 с поршнем 10 вернется в исходное положение под действием возвратной пружины 1, в этом случае поршень 10 отжимает клапан 12 от корпуса 18, часть воздуха из полости II поступит в полость I, давление в полостях усилителя выравняется. При этом корпус 18 с диафрагмой 19 и штоком 8 под действием пружины 1 переместится в крышке 9 усилителя и займет исходное положение. Вакуумный усилитель

крепится болтами 11 к кронштейну тормозной педали и педали сцепления, а болтами 2 соединяется с главным тормозным цилиндром 3.

Главный тормозной цилиндр легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.28) — двухкамерный, одновременно приводит в действие оба контура гидропривода рабочей тормозной системы. В корпусе 3 главного тормозного цилиндра находятся поршни 5 и 7, которые приводят в действие разные контуры гидропривода и по своему устройству незначительно отличаются друг от друга. В поршень 7 с уплотнительным кольцом 8 упирается шток вакуумного усилителя тормозного привода. Поршни образуют в цилиндре две камеры I и II, которые через отверстия 2 соединяются трубопроводами с колесными тормозными цилиндрами передних и задних тормозных механизмов. Через отверстия 4 тормозной цилиндр соединен трубопроводами с тормозным бачком. При отпущенной тормозной педали возвратная пружина 13 перемещает поршень 5 в крайнее правое (исходное) положение. При этом поршень упирается в ограничитель 12, а поршень 7 под действием пружины 10 с шайбой 6 упирается в ограничитель 9. Камеры I и II отделяются одна от другой манжетой 11, надетой на поршень 5. В кольцевые канавки поршней вставлены резиновые уплотнительные кольца 16 и распорные кольца 18. В исходном положении пружина 15 с тарелкой 14 прижимает уплотнительное кольцо к распорному кольцу, вследствие чего образуются зазоры 17 между уплотнительным кольцом, распорным кольцом и поршнем. Через эти зазоры и отверстия 19 камеры I и II сообщаются с тормозным бачком, в результате чего в контурах привода передних и задних тормозных механизмов тормозная жидкость не испытывает избыточного давления.

При торможении поршень 7 перемещается, кольцевой зазор 17 устраняется, и буртик поршня прижимается к уплотнительному кольцу 16. После этого жидкость из главного тормозного цилиндра

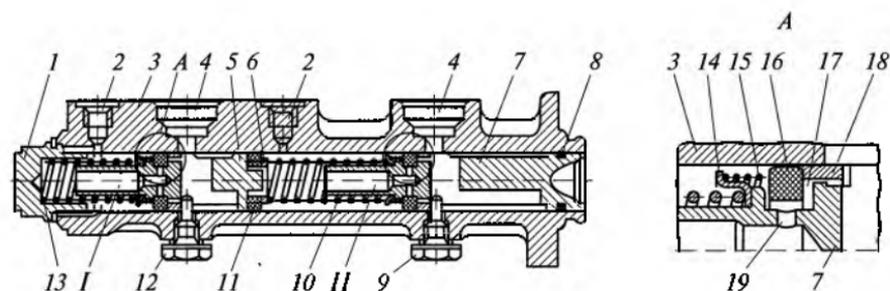


Рис. 13.28. Главный тормозной цилиндр легковых автомобилей ВАЗ:

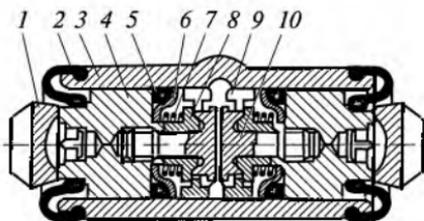
1 — пробка; 2, 4, 19 — отверстия; 3 — корпус; 5, 7 — поршни; 6 — шайба; 8, 16, 18 — кольца; 9, 12 — ограничители; 10, 13, 15 — пружины; 11 — манжета; 14 — тарелка; 17 — зазор; I, II — камеры

ра вытесняется в колесные тормозные цилиндры, и в контуре привода передних тормозных механизмов создается необходимое для торможения давление жидкости. Одновременно с поршнем 7 перемещается поршень 5, увеличивая давление жидкости в контуре привода задних тормозных механизмов. Давление жидкости, возникающее в камере II, передается через поршень 5 жидкости, находящейся в камере I. Поэтому при исправном состоянии контуров гидропривода давление жидкости в обоих контурах одинаково. В случае повреждения контура привода передних тормозных механизмов и утечки из него жидкости при торможении поршень 7 упирается в поршень 5. В результате в камере I будет создано давление жидкости, которое приведет в действие задние тормозные механизмы. При утечке жидкости из контура привода задних тормозных механизмов при торможении поршень 5 упирается в пробку I тормозного цилиндра, вследствие чего создается давление жидкости в камере II, приводящее в действие передние тормозные механизмы.

Задний колесный тормозной цилиндр переднеприводных автомобилей ВАЗ (рис. 13.29) состоит из корпуса 3 с защитными чехлами 2, поршней 4 с упорами 1, уплотнительных манжет 5 с опорными чашками 6 и пружинами 7 и устройства для автоматического регулирования зазора между тормозными колодками и барабаном. Регулировочное устройство включает в себя разрезные упорные кольца 9, упорные винты 10 и сухари 8, состоящие из двух половин каждый. Упорное кольцо установлено в цилиндре с натягом, и для сдвига его необходимо большее усилие, чем создаваемое пружинами, которые стягивают тормозные колодки. Между внутренним буртиком упорного кольца 9 и головкой винта 10, ввернутого в поршень 4 и упирающегося в сухарь 8, имеется небольшой зазор. Этот зазор обеспечивает ход поршня, необходимый для эффективного торможения, а также ограничивает перемещение поршня. При изнашивании фрикционных накладок тормозных колодок зазор между буртиком кольца 9 и головкой винта 10 выбирается, и упорное кольцо под действием давления жидкости сдвигается за поршнем на величину износа и занимает новое положение. При прекращении торможения поршни под действием стяжных пружин тормозных колодок возвращаются до упора суха-

Рис. 13.29. Задний колесный тормозной цилиндр переднеприводных легковых автомобилей ВАЗ:

1 — упор; 2 — чехол; 3 — корпус; 4 — поршень; 5 — манжета; 6 — чашка; 7 — пружина; 8 — сухарь; 9 — кольцо; 10 — винт



рей 8 в буртики упорных колец. Таким образом, при эксплуатации автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и барабаном, и его регулировки не требуется. Задний тормозной цилиндр имеет два штуцера — один для подвода тормозной жидкости, а другой для удаления воздуха из тормозного привода.

Регулятор тормозных сил устанавливает давление жидкости в приводе задних тормозных механизмов в зависимости от положения кузова автомобиля относительно заднего моста. Регулятор работает как клапан, который автоматически прерывает подачу жидкости к задним тормозным механизмам. В результате этого исключается занос (юз) задних колес, повышается устойчивость автомобиля и безопасность движения.

Регулятор тормозных сил легковых автомобилей ВАЗ (рис. 13.30) включен в контур гидропривода задних тормозных механизмов. В корпусе 1 регулятора находится поршень 8, шток которого опирается на торсион 11 привода регулятора. В корпусе имеется втулка 7, между ней и цилиндрической головкой поршня образуется кольцевой зазор. К втулке 7 прижат резиновый уплотнитель 6 головки поршня. Пружина 4, надетая на шток поршня, одним концом опирается на тарелку 5, а другим — на уплотнительное резиновое кольцо 2 с обоймой 3. Внутри корпуса регулятора имеются две полости I и II. Полость II соединена трубопроводом с главным тормозным цилиндром, а полость I — с колесными тормозными цилиндрами задних тормозных механизмов. Регулятор не работает, если автомобиль не тормозит. В этом случае поршень 8 под действием торсиона 11 и пружины 4 упирается в пробку 10 регулятора, уплотняемую прокладкой 9. Полости I и II сообщаются

между собой через зазоры между поршнем, втулкой 7 и уплотнителем 6. Сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона 11, зависит от взаимного положения кузова автомобиля и заднего моста. Она увеличивается при приближе-

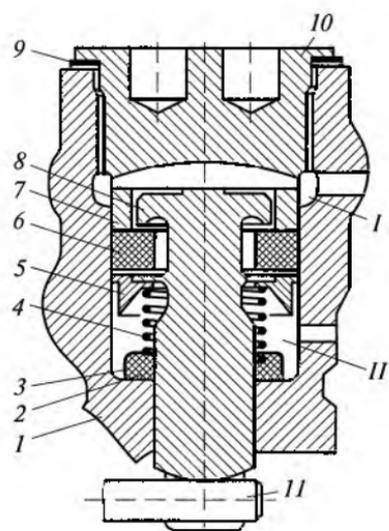


Рис. 13.30. Регулятор тормозных сил легковых автомобилей ВАЗ:

1 — корпус; 2 — кольцо; 3 — обойма; 4 — пружина; 5 — тарелка; 6 — уплотнитель; 7 — втулка; 8 — поршень; 9 — прокладка; 10 — пробка; 11 — торсион; I, II — полости

нии кузова к мосту и уменьшается при удалении его от заднего моста.

При торможении жидкость из главного тормозного цилиндра поступает в колесные тормозные цилиндры передних и задних тормозных механизмов. Причем в тормозные цилиндры задних колес она попадает через регулятор. В корпусе регулятора тормозная жидкость проходит через полость *II*, зазоры между поршнем, уплотнителем *б*, втулкой *7* и через полость *I*. В начале торможения, когда давление на жидкость небольшое, жидкость свободно проходит через регулятор, приводя в действие задние тормозные механизмы. При возрастании давления жидкости, когда срабатывает тормозной привод, задняя часть кузова автомобиля приподнимается и уменьшается сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона *II*. Вследствие разности давлений на поршень сверху и снизу он опускается до упора в уплотнитель *б*. В этом случае полости *I* и *II* регулятора будут разобщены одна от другой, и поступление тормозной жидкости к задним тормозным механизмам прекратится. Причем каждому положению кузова относительно заднего моста будет соответствовать определенное предельное давление жидкости в задних тормозных механизмах. Следовательно, каждому значению нагрузки на задние колеса автомобиля при торможении соответствует определенный тормозной момент. Это необходимо для уменьшения вероятности заноса задних колес при торможении автомобиля. В конце торможения, когда задняя часть кузова автомобиля опустится, сила, действующая на шток поршня со стороны торсиона *II*, увеличится. Поршень регулятора займет свое исходное положение, и через образовавшиеся зазоры полости *I* и *II* соединятся одна с другой, а колесные тормозные цилиндры задних тормозных механизмов — с главным тормозным цилиндром. Регулятор *I* тормозных сил (см. рис. 13.22, *а*) крепится к кронштейну кузова и соединяется с балкой заднего моста через торсион *2* с тягой.

Регулятор тормозных сил переднеприводных автомобилей ВАЗ (рис. 13.31) включен в оба контура тормозного привода, и через него тормозная жидкость поступает к задним тормозным механизмам в зависимости от нагрузки на задние колеса. При увеличении нагрузки регулятор обеспечивает поступление жидкости в колесные цилиндры задних тормозных механизмов, повышая давление в их контурах и улучшая эффективность работы тормозных механизмов. При уменьшении нагрузки регулятор уменьшает подачу жидкости к задним тормозным механизмам вплоть до ее прекращения.

Регулятор состоит из корпуса *18* с втулкой *б* и защитным чехлом *3*, поршня *2* с втулкой *4*, пружиной *5* и уплотнителями *16* и *17*, толкателя *15* с втулкой *14*, уплотнителями *7*, опорной чашкой *13* и пружиной *8*, а также пробки *10*, в которой установлен резиномер-

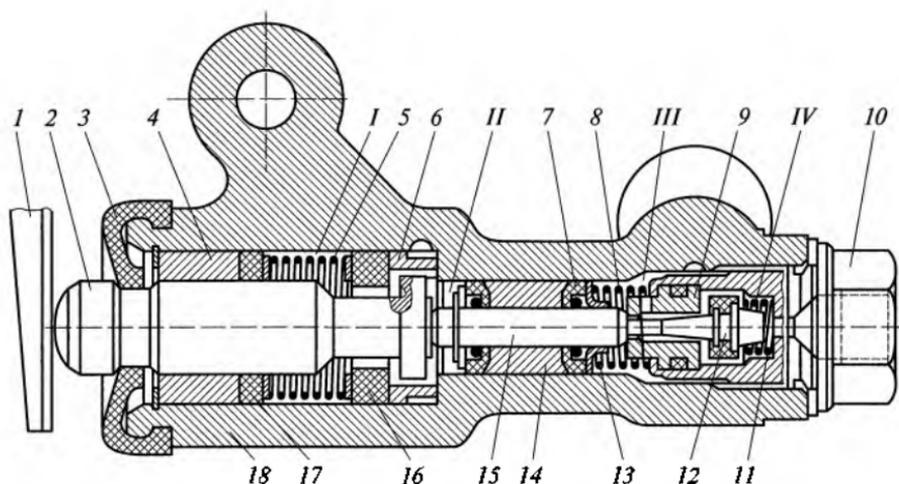


Рис. 13.31. Регулятор тормозных сил переднеприводных автомобилей ВАЗ: 1 — рычаг; 2 — поршень; 3 — чехол; 4, 6, 14 — втулки; 5, 8, 11 — пружины; 7, 16, 17 — уплотнители; 9 — седло; 10 — пробка; 12 — клапан; 13 — чашка; 15 — толкатель; 18 — корпус; I—IV — полости

таллический клапан 12, поджимаемый к седлу 9 пружиной 11. Внутри корпуса регулятора имеется четыре полости, из которых I и IV соединяются с главным тормозным цилиндром, II — с правым, а III — с левым колесными тормозными цилиндрами задних тормозных механизмов. Регулятор не работает, если автомобиль не тормозит. В этом случае рычаг 1 привода регулятора прижимает поршень 2 к толкателю 15, который прижимается к седлу 9 клапана 12. В результате образуются небольшие зазоры между головкой поршня и уплотнителем 16, а также между клапаном 12 и его седлом 9. Причем зазор между клапаном и седлом меньше. Через образовавшиеся зазоры полости I и IV сообщаются с полостями II и III. В начале торможения, когда давление на жидкость небольшое, она свободно проходит через указанные выше зазоры, полости I и II, поступает в колесные тормозные цилиндры и приводит в действие задние тормозные механизмы. При увеличении давления жидкости поршень, преодолевая силу действия рычага 1 привода регулятора, выдвигается из корпуса регулятора и за ним под действием пружин 11 и 8 смещается толкатель 15 с втулкой 14 и уплотнителями 7. При этом зазоры между клапаном и его седлом, а также между головкой поршня и уплотнителем 16 уменьшаются. Когда клапан упрется в свое седло, полости III и IV разобщаются, и толкатель 15 с установленными на нем деталями не перемещается за поршнем. Давление жидкости в полостях II и III будет одинаковым. При дальнейшем увеличении давления жидкости поршень будет продолжать выдвигаться из корпуса регулятора, а

штука 14 с уплотнителями 7 и чашкой 13 будет перемещаться в сторону клапана 12. При этом объем полости III уменьшается, давление в приводах задних колес растет, а давление жидкости в полости III остается равным давлению в полости II. Когда головка поршня 2 касается уплотнителя 16, давление в полостях II и III будет возрастать в меньшей степени, чем в полости I — только за счет дросселирования жидкости между головкой поршня и уплотнителем 16. При увеличении нагрузки на автомобиль усилие на поршень со стороны рычага 1 возрастает. Поэтому касание головки поршня и уплотнителя 16 будет происходить при большем давлении жидкости. Следовательно, эффективность задних тормозных механизмов возрастает с увеличением нагрузки на автомобиль.

После прекращения торможения под воздействием рычага 1 поршень 2, толкатель 15 с установленными на нем деталями и клапан 12 займут исходное положение. Через образовавшиеся зазоры между головкой поршня 2 и его уплотнителем, клапаном и его седлом, а также через полости I и IV колесные тормозные цилиндры задних тормозных механизмов соединяются с главным тормозным цилиндром.

При выходе из строя контура гидропривода тормозных механизмов переднего правого и заднего левого колес втулка 14 и уплотнители 7 под давлением жидкости в полости II сместятся в сторону клапана до упора опорной чашки 13 в седло 9 клапана. Давление в тормозном механизме правого заднего колеса будет регулироваться той частью регулятора, которая включает в себя поршень 2, уплотнитель 16 и втулку 6. Причем эта часть регулятора будет работать так же, как и в случае исправных тормозных контуров. При выходе из строя контура тормозных механизмов левого переднего и заднего правого колес под действием давления жидкости толкатель 15 с втулкой 14 и уплотнителями 7 смещается в сторону поршня и выдвигает его из корпуса регулятора. Как только клапан 12 упрется в седло 9, повышение давления жидкости в полости III прекратится. Следовательно, регулятор в этом случае работает как ограничитель давления. При этом давление будет достаточным для надежной работы тормозного механизма заднего левого колеса. Регулятор тормозных сил крепится к кронштейну пола кузова автомобиля и соединяется с рычагом задней подвески через торсион (упругий рычаг) и серьгу.

Стояночная тормозная система легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости представлена на рис. 13.32. Система включает в себя задние тормозные механизмы и механический тормозной привод.

В механический тормозной привод автомобилей ВАЗ повышенной проходимости входят ручной рычаг 3, передний трос 2, направляющая 9, задний трос 14, разжимной рычаг 13 и распорные планки 12. Рычаг 3 шарнирно закреплен на кронштейне 7 с чех-

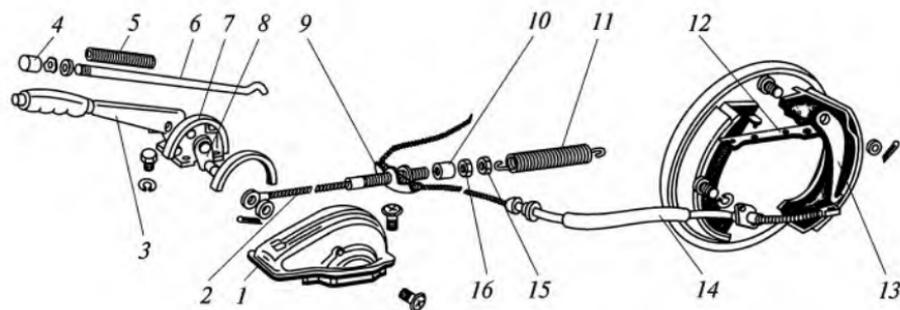


Рис. 13.32. Стояночная тормозная система легковых автомобилей ВАЗ повышенной проходимости:

1 — чехол; 2, 14 — тросы; 3, 8, 13 — рычаги; 4 — кнопка; 5, 11 — пружины; 6 — тяга; 7 — кронштейн; 9 — направляющая; 10 — втулка; 12 — планка; 15 — контргайка; 16 — гайка

лом 1 и установлен на полу кузова автомобиля между передними сиденьями. При перемещении рычага вверх усилие от него передается через рычаг 8, передний трос 2, направляющую 9 и задний трос 14 на разжимные рычаги 13, распорные планки 12 и от них — на тормозные колодки задних тормозных механизмов. Рычаг 3 фиксируется в заданном положении защелкой, которая постоянно поджимается к зубчатому сектору пружиной 5 через тягу 6. Защелка освобождается нажатием на кнопку 4. Пружина 11 обеспечивает возвращение переднего и заднего тросов в исходное положение при отпуске рычага 3 стояночной тормозной системы. Натяжение переднего и заднего тросов и, следовательно, ход ручного рычага 3 регулируется гайкой 16 с втулкой 10, которая стопорится контргайкой 15.

13.9. Тормозные механизмы и приборы тормозного пневмопривода грузовых автомобилей

На рис. 13.33 показана схема пневматического тормозного привода грузовых автомобилей КамАЗ. Привод многоконтурный и состоит из пяти независимых контуров.

Компрессор 4 подает сжатый воздух через регулятор 5 давления в предохранитель 6 от замерзания, где воздух насыщается парами спирта. Далее насыщенный воздух распределяют двойной 7 и тройной 10 защитные клапаны в трубопроводы пяти независимо действующих контуров. Эти контуры обеспечивают действие тормозных механизмов рабочей, стояночной, запасной и вспомогательных тормозных систем автомобиля, а также аварийное растормаживание стояночного тормозного механизма.

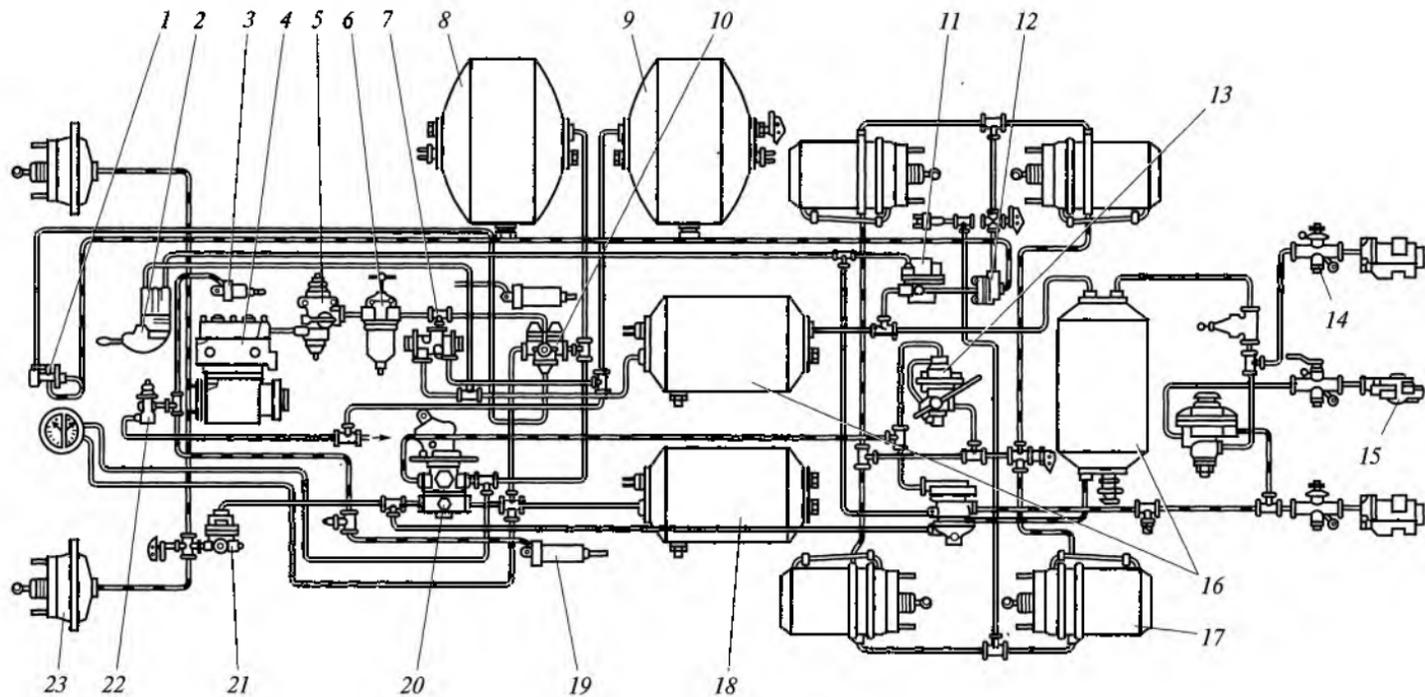


Рис. 13.33. Пневматический тормозной привод грузовых автомобилей КамАЗ:

1, 2, 14, 20, 22 — краны; 3, 19 — цилиндры; 4 — компрессор; 5, 13 — регуляторы; 6 — предохранитель; 7, 10, 11, 12, 21 — клапаны; 8, 9, 16, 18 — баллоны; 15 — головка; 17, 23 — тормозные камеры

Первый контур служит для привода тормозных механизмов передних колес автомобиля. В контур входят воздушный баллон 18, нижняя секция тормозного крана 20, клапан 21 ограничителя давления и тормозные камеры 23 передних колес.

Второй контур предназначен для привода тормозных механизмов колес среднего и заднего мостов автомобиля. Контур включает в себя воздушный баллон 8, верхнюю секцию тормозного крана 20, регулятор 13 тормозных сил и тормозные камеры 17 колес среднего и заднего мостов.

Третий контур служит для привода тормозных механизмов стояночной и запасной тормозных систем (комбинированной системы прицепа или полуприцепа). В контур входят воздушные баллоны 16, тормозной кран 2 обратного действия с ручным управлением стояночным тормозным механизмом, ускорительный клапан 11, двухмагистральный клапан 12 и цилиндры энергоаккумуляторов тормозных камер 17.

Четвертый контур предназначен для привода тормозных механизмов вспомогательной тормозной системы и дополнительных потребителей сжатого воздуха (пневмосигналы, стеклоочистители и др.). Контур включает в себя цилиндр 19 привода заслонки выпускного трубопровода двигателя и цилиндр 3 выключения подачи топлива.

Пятый контур служит для аварийного растормаживания стояночного тормозного механизма. Контур подключен к тройному защитному клапану 10 и обеспечивает трехкратное растормаживание при неработающем двигателе после аварийного растормаживания, чтобы отбуксировать автомобиль с места аварии. Растормаживание производится краном 1, управляющим впуском и выпуском сжатого воздуха в цилиндры энергоаккумуляторов тормозных камер 17.

На грузовых автомобилях с пневматическим тормозным приводом применяются *колесные тормозные механизмы барабанного типа*. Такой тормозной механизм (рис. 13.34) состоит из двух тормозных колодок 8 с фрикционными накладками 3, установленных на опорном диске 4 и стянутых пружиной. Нижние концы колодок закреплены на эксцентриковых пальцах 6, обеспечивающих регулировку зазора между нижними частями колодок и тормозным барабаном 5. Верхние концы колодок упираются в разжимной кулак 9, который при торможении раздвигает колодки и прижимает их к тормозному барабану. Разжимной кулак приводится в действие через регулировочный рычаг 1, установленный на валу кулака и соединенный со штоком тормозной камеры 2, в которую поступает сжатый воздух при торможении. При растормаживании возвращение тормозных колодок в исходное положение обеспечивает стяжная пружина 7. Регулировка зазора между верхними частями колодок и тормозным барабаном производится

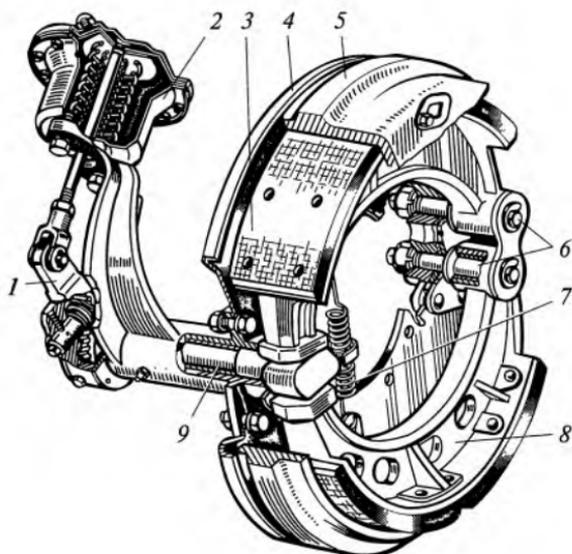


Рис. 13.34. Колесный тормозной механизм грузового автомобиля:

1 — рычаг; 2 — тормозная камера; 3 — накладка; 4 — диск; 5 — тормозной барабан; 6 — пальцы; 7 — пружина; 8 — колодка; 9 — кулак

регулирующим рычагом 1. Регулирующий рычаг имеет специальный червячный механизм и выполняется с ручной или автоматической регулировкой.

На рис. 13.35, а показан регулировочный рычаг с ручной регулировкой. В корпусе 4 рычага установлен червяк 5 с запрессованной в него осью 1, которая имеет квадратный хвостовик для поворота червяка вручную при регулировке. Червяк находится в зацеплении с червячной шестерней 6, установленной на шлицах вала поворотного кулака. При регулировке зазора между тормозными колодками и барабаном при повороте оси 1 червяк поворачивает червячную шестерню и разжимной кулак. Шариковый фиксатор 2 с пружиной 3 удерживает червяк от самоповорачивания и исключает нарушение регулировки.

Регулирующий рычаг с муфтой для автоматической регулировки зазора между тормозными колодками и барабаном представлен на рис. 13.35, б. В корпусе 4 рычага размещен червяк 5, который находится в зацеплении с червячной шестерней 6, установленной на шлицах вала разжимного кулака. На оси 1 червяка на шлицах установлена гайка 10. Корпус 8 муфты может свободно поворачиваться внутри корпуса 4 рычага относительно цилиндрической части гайки 10. На корпусе муфты с помощью двух стяжных болтов неподвижно закреплены скоба 7 и установочное кольцо 11. Внутри гайки 10 и корпуса 8 муфты установлена с неболь-

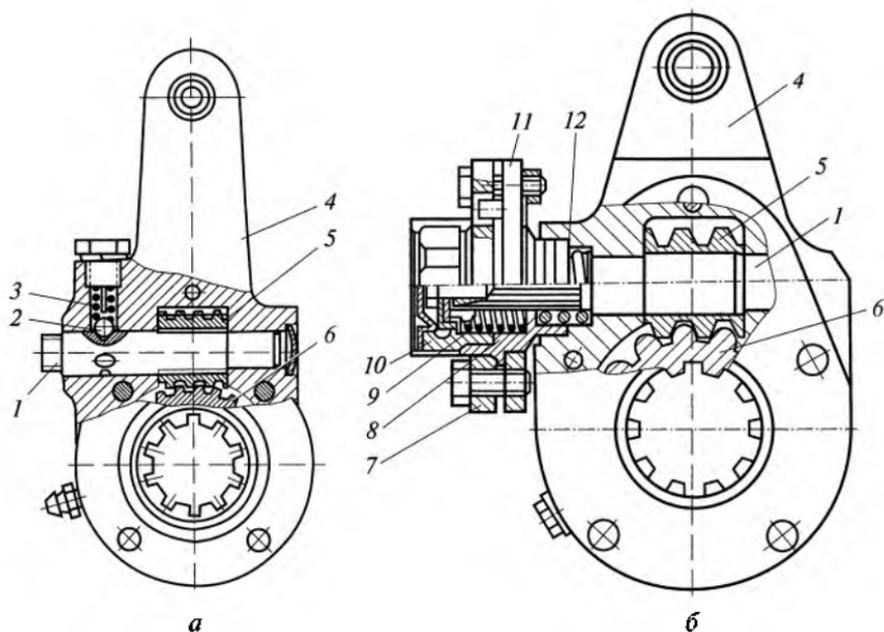


Рис. 13.35. Рычаги колесных тормозных механизмов с ручным (а) и автоматическим (б) регулированием:

1 — ось; 2 — фиксатор; 3, 9, 12 — пружины; 4, 8 — корпуса; 5 — червяк; 6 — шестерня; 7 — скоба; 10 — гайка; 11 — кольцо

шим натягом по наружному диаметру пружина 9 из проволоки прямоугольного сечения. Пружина позволяет свободно поворачиваться гайке 10 относительно корпуса 8 муфты по направлению навивки пружины и блокировать поворот гайки при обратном движении.

При торможении регулировочный рычаг поворачивается, не касаясь скобой 7 специального упора, жестко закрепленного на балке моста автомобиля. При изнашивании фрикционных накладок тормозных колодок увеличивается угол поворота регулировочного рычага. Поэтому при торможении скоба 7 касается упора и поворачивается вместе с корпусом 8 муфты на определенный угол. При этом гайка 10 остается неподвижной. При растормаживании скоба 7 возвращается в исходное положение и поворачивает корпус 8 муфты, а пружина 9 блокирует гайку 10. В результате происходит поворот червяка 5 и разжимного кулака и автоматическая регулировка зазора между тормозными колодками и барабаном. Для предотвращения самопроизвольного поворота скобы 7 и корпуса 8 муфты, вызывающего нарушение регулировки, предназначена пружина 12, которая фиксирует муфту. В случае выхода из строя муфты автоматической регулировки зазоры можно регулировать вручную вращением гайки 10.

Колесный тормозной механизм грузовых автомобилей МАЗ представлен на рис. 13.36. Тормозной механизм — барабанный. Он состоит из тормозного барабана 6, суппорта 1 (опорный диск), двух тормозных колодок с фрикционными накладками 5, разжимного кулака 2 и регулировочного рычага 11 с червячным механизмом. Тормозной барабан отлит из чугуна и имеет наружные ребра жесткости, которые также улучшают охлаждение барабана. Барабан прикреплен к ступице колеса автомобиля. Тормозные колодки 4 размещены на неподвижном суппорте 1. Одним концом колодки установлены шарнирно на оси 8, а другим концом с роликом 3 прижаты к разжимному кулаку 2. Колодки с обоих концов стянуты пружинами 7, что обеспечивает постоянное их прижатие к разжимному кулаку. На конце вала разжимного кулака установлен регулировочный рычаг 11 с червячным механизмом 12. Рычаг связан со штоком тормозной камеры 10. Тормозные колодки и барабан от попадания грязи защищены стальным штампованным щитком 9.

Трансмиссионный тормозной механизм (рис. 13.37) на большинстве грузовых автомобилей устанавливается в трансмиссии и используется в качестве стояночного. Механизм — барабанного типа, установлен на коробке передач и действует на ее вторичный вал. На опорном диске 4, прикрепленном к картеру коробки передач,

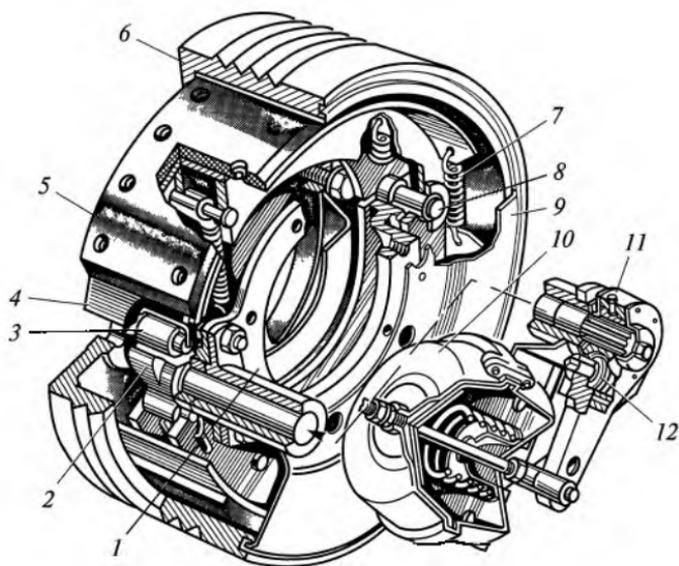


Рис. 13.36. Колесный тормозной механизм грузовых автомобилей МАЗ:
 1 — суппорт; 2 — кулак; 3 — ролик; 4 — колодка; 5 — накладка; 6 — тормозной барабан; 7 — пружина; 8 — ось; 9 — щиток; 10 — тормозная камера; 11 — рычаг; 12 — червячный механизм

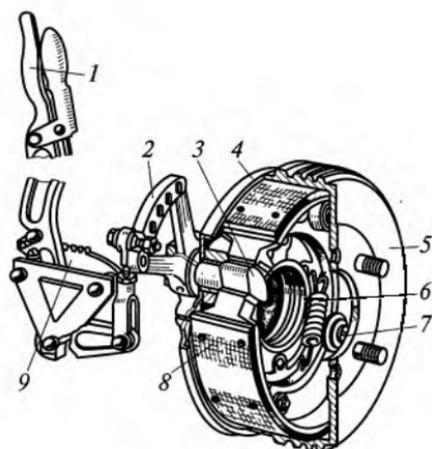


Рис. 13.37. Трансмиссионный тормозной механизм грузового автомобиля:

1, 2 — рычаги; 3 — кулак; 4 — диск; 5 — тормозной барабан; 6 — пружина; 7 — ось; 8 — колодка; 9 — сектор

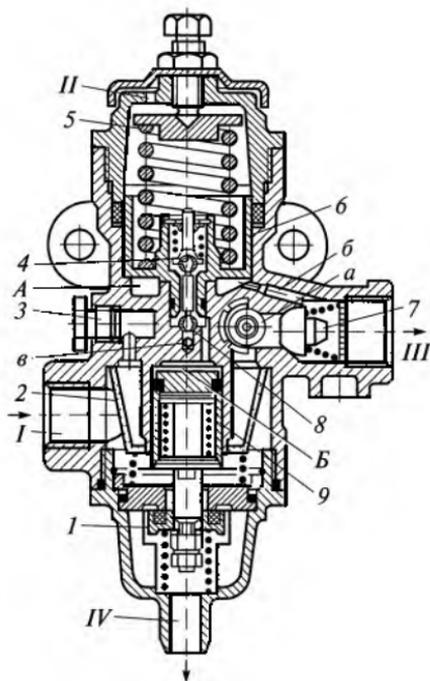
смонтированы две тормозные колодки 8 с фрикционными накладками. Колодки стянуты двумя пружинами 6 и прижимаются одним концом к оси 7, закрепленной в опорном диске, а другим — к разжимному кулаку 3. На конце вала разжимного кулака закреплен регулировочный рычаг 2 с отверстиями для регулировки зазора между тормозными колодками и барабаном. Тормозной барабан 5 с фланцем для крепления карданной передачи установлен на шлицевом конце вторичного вала коробки передач. Тормозной механизм приводится в действие рычагом 1, который фиксируется стопорным механизмом в зубчатом секторе 9. При перемещении рычага 1 разжимной кулак разводит колодки и прижимает их к тормозному барабану. При растормаживании стопорный механизм освобождается рукояткой, расположенной на рычаге. При этом рычаг отводится в исходное положение.

В настоящее время на грузовых автомобилях с пневматическим тормозным приводом в качестве стояночных тормозных механизмов вместо трансмиссионного используются колесные тормозные механизмы с применением тормозных камер с пружинными энергоаккумуляторами.

Регулятор давления автоматически поддерживает давление воздуха в тормозном пневмоприводе в необходимых пределах. Корпус регулятора давления (рис. 13.38) закрыт двумя крышками. Под верхней крышкой, сообщающейся с окружающим воздухом, находится уравнивающий поршень 6, натяг пружины 5 которого осуществляется болтом, ввернутым в крышку. В поршне 6 собраны впускной 8 и выпускной 4 клапаны, соединенные между собой стержнем. Нижняя крышка прижимает к корпусу регулятора седло разгрузочного клапана 1 и фильтр 2. Разгрузочный клапан 1 соединен штоком с разгрузочным поршнем 9 и прижат к своему седлу пружиной. В корпус регулятора ввернут клапан для накачивания шин и резьбовая пробка 3, закрывающая клапан от-

Рис. 13.38. Регулятор давления:

1, 4, 7, 8 — клапаны; 2 — фильтр; 3 — пробка; 5 — пружина; 6, 9 — поршни; I—IV — выходы; А, Б, — полости; а, б, в — каналы



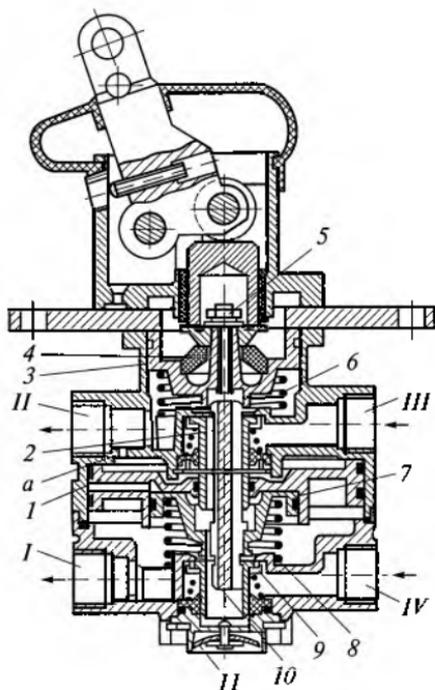
бора воздуха. Сжатый воздух от компрессора поступает в регулятор через вывод I, очищается от влаги фильтром 2, проходит в кольцевой канал а и через обратный клапан 7 и вывод III подается в пневмосистему. Одновременно через канал б часть воздуха

поступает в полость А под уравнивающий поршень 6, нагруженный пружиной 5. Во время возрастания давления воздуха до верхнего предела (0,70...0,75 МПа) выпускной клапан 4 открыт и сообщает полость Б над разгрузочным поршнем 9 с окружающим воздухом через вывод II, а впускной клапан 8 закрыт. Когда давление воздуха достигнет верхнего предела, уравнивающий поршень 6 перемещается вверх. При этом выпускной клапан 4 закрывается, а впускной клапан 8 открывается, и сжатый воздух из полости А через канал в поступает в полость Б над разгрузочным поршнем 9. Поршень 9 опускается вниз и разгрузочный клапан I открывается. Через открывшийся клапан нагнетаемый компрессором воздух через вывод IV выходит наружу, и давление в пневмосистеме падает. Вместе с воздухом через вывод IV удаляется наружу скопившийся в регуляторе водяной конденсат. Когда давление воздуха в системе уменьшится до нижнего предела (0,62...0,65 МПа) уравнивающий поршень 6 под действием пружины 5 опускается вниз, впускной клапан 8 закрывается, а выпускной клапан 4 открывается. При этом разгрузочный поршень 9 поднимается вверх, и разгрузочный клапан I закрывается. В результате компрессор опять начинает нагнетать сжатый воздух в пневмосистему.

Тормозной кран служит для управления колесными тормозными механизмами автомобиля и приводом тормозных механизмов прицепа. Тормозной кран (рис. 13.39) — двухсекционный. Верхняя

Рис. 13.39. Тормозной кран:

1, 3, 7 — поршни; 2, 9, II — клапаны;
4 — упругий элемент; 5 — шпилька; 6,
8 — пружины; 10 — толкатель; I—IV —
выводы; а — канал



секция крана управляет задним контуром тормозного привода, а нижняя — передним контуром. Внутри тормозного крана находятся верхний поршень 3, малый поршень 7 с толкателем 10, большой поршень 1, верхний 2 и нижний 9 резиновые клапаны. Выводы III и IV крана соединены с воздушными баллонами заднего и переднего контуров пневмопривода, а от выводов I и II сжатый воздух поступает к тормозным камерам передних и задних колес.

При торможении тормозной кран приводится в действие от тормозной педали, соединенной с рычагом, который через ролик воздействует на толкатель. При этом усилие через упругий резиновый элемент 4 передается на верхний поршень 3. Поршень перемещается вниз, закрывает выпускное отверстие верхнего клапана 2, разобщает вывод II с окружающим воздухом, открывает клапан 2 и пропускает сжатый воздух из вывода III в вывод II и далее в тормозные камеры задних колес. Воздух в тормозные камеры будет поступать до тех пор, пока его давление и давление пружины 6 на поршень 3 не сравняется с усилием нажатия на тормозной педали. При этом давление воздуха в тормозных камерах будет пропорционально усилию на тормозной педали. При повышении давления в выводе II сжатый воздух по каналу а поступает в полость над большим поршнем 1, который перемещается вниз вместе с малым поршнем 7. При этом сначала закрывается выпускное отверстие нижнего клапана 9, разобщается вывод I с окружающим воздухом и открывается клапан 9. Затем из вывода IV через вывод I начинает поступать сжатый воздух к тормозным камерам передних колес автомобиля.

Воздух в тормозные камеры будет поступать до тех пор, пока его давление под поршнями 1 и 7 не уравнивает усилие, прила-

гаемое к тормозной педали. В этом случае давление в тормозных камерах будет пропорционально усилию на тормозной педали.

При повреждении заднего контура и отсутствии сжатого воздуха в выводе II верхней секции крана усилие от тормозной педали будет передаваться на толкатель 10 малого поршня через шпильку 5, обеспечивая работу нижней секции тормозного крана. При повреждении переднего контура и отсутствия воздуха в выводе I нижней секции работоспособность верхней секции крана сохраняется.

При растормаживании поршни 1, 3 и 7 перемещаются вверх под действием пружин 6 и 8, выходы II и III, I и IV разобщаются соответственно клапанами 2 и 9. При этом выходы I и II сообщаются через выпускные окна в полем толкателе 10 и вертикальный канал, закрытый клапаном 11, с окружающим воздухом. В результате сжатый воздух из тормозных камер колес автомобиля выходит наружу.

Ручной тормозной кран служит для управления пружинными энергоаккумуляторами привода стояночной и запасной тормозных систем. В корпусе 1 крана (рис. 13.40) и крышке 5 с рукояткой находятся поршень 11, уравнивающая пружина 2, выпускной клапан 10 с пружиной, шток 7 с седлом 9 и пружиной, фигурное кольцо 4 и направляющий колпачок 6 с пружиной. Вывод III крана соединен с воздушным баллоном, вывод II — с окружающим воздухом, а вывод I — с пружинными энергоаккумуляторами колесных тормозных механизмов.

В расторможенном состоянии рукоятка крана находится в переднем положении и стопорится фиксатором 8. При этом направляющий колпачок 6 и шток 7 под действием своих пружин нахо-

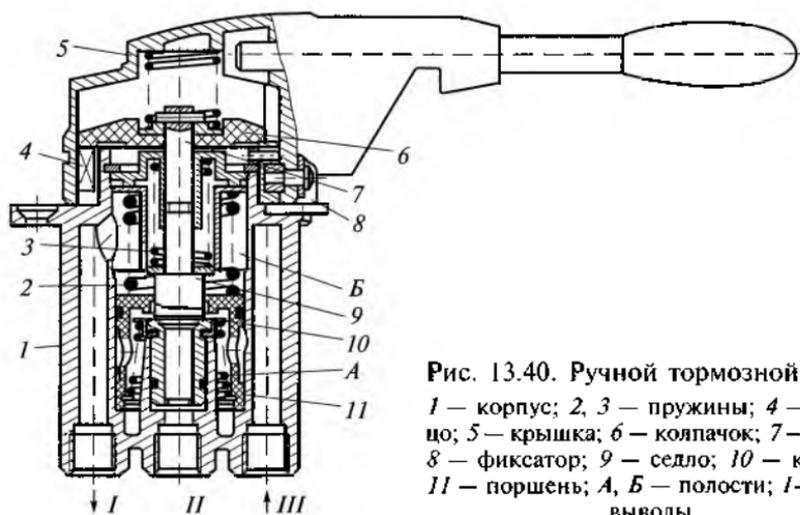


Рис. 13.40. Ручной тормозной кран:
1 — корпус; 2, 3 — пружины; 4 — кольцо; 5 — крышка; 6 — колпачок; 7 — шток; 8 — фиксатор; 9 — седло; 10 — клапан; 11 — поршень; А, Б — полости; I—III — выходы

дятся в крайнем нижнем положении. Выпускной клапан 10 в этом случае отведен от поршня 11, внутреннее отверстие клапана закрыто и не соединяет полость А под поршнем с окружающим воздухом через вывод II. Полость А через кольцевую щель между клапаном и поршнем сообщается с полостью Б перед поршнем. Это дает возможность поступать сжатому воздуху из вывода III через отверстие в поршне к выводу I и далее в энергоаккумуляторы, пружины которых удерживаются в сжатом состоянии, обеспечивая при этом растормаживание задних колес автомобиля. При частичном повороте рукоятки тормозного крана вместе с крышкой 5 поворачивается направляющий колпачок 6. Колпачок перемещается вверх по винтовым выступам фигурного кольца 4 и поднимает шток 7. При этом выпускной клапан 10 поднимается, отверстие седла поршня 11 закрывается, а отверстие в клапане 10 открывается. В этом случае сжатый воздух из энергоаккумуляторов будет выходить наружу через вывод II. При этом пружины энергоаккумуляторов приводят в действие тормозные механизмы запасной тормозной системы. Воздух из энергоаккумуляторов будет выходить до тех пор, пока давление в полости А под поршнем 11 не преодолеет суммарное усилие уравнивающей пружины 2 и давление на поршень в полости Б. При повороте рукоятки крана назад до отказа приводится в действие стояночная тормозная система. В этом случае сжатый воздух из энергоаккумуляторов и вывода I полностью выходит через вывод II наружу, и пружины энергоаккумуляторов приводят в действие тормозные механизмы стояночной тормозной системы.

Для растормаживания стояночной тормозной системы рукоятка крана поворачивается вперед до отказа. При этом сжатый воздух будет поступать из воздушного баллона в энергоаккумуляторы. Пружины энергоаккумуляторов сжимаются под действием сжатого воздуха, и тормозные механизмы колес растормаживаются.

Тормозные камеры служат для приведения в действие тормозных механизмов передних колес автомобиля. Тормозная камера (рис. 13.41, а) состоит из корпуса 5 и крышки 1, между которыми зажата диафрагма 4 из прорезиненной ткани. Диафрагма разделяет тормозную камеру на две полости. Полость А (полость крышки) через штуцер 2 связана с подводящей магистралью контура тормозных механизмов передних колес автомобиля. Полость Б (диафрагменная полость) сообщается с окружающим воздухом через отверстия 8 в корпусе 5. Пружина 6 прижимает к диафрагме опорный диск 3 со штоком 7, который соединен с регулировочным рычагом, установленным на валу разжимного кулака.

При торможении (рис. 13.41, б) сжатый воздух поступает через штуцер 2 в полость А крышки, давит на диафрагму, которая, прогибаясь, перемещает шток 7 тормозной камеры. При этом воздух из полости Б выходит наружу через отверстия 8 в корпусе. Шток

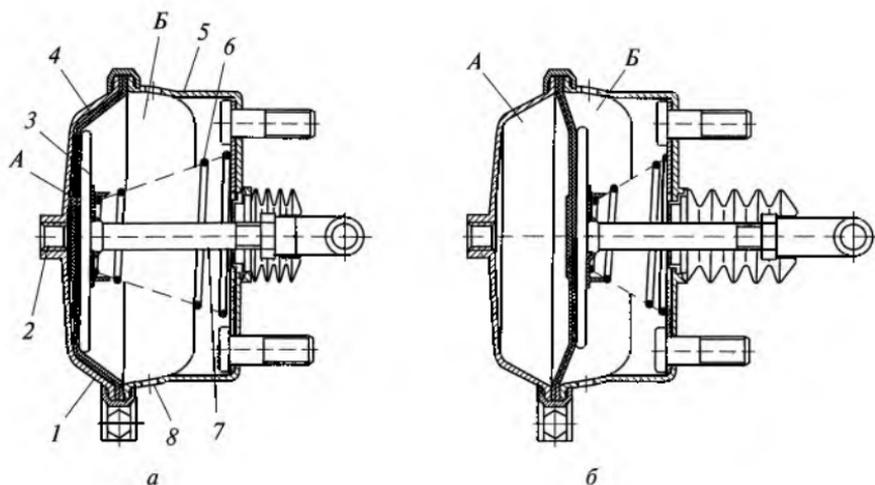


Рис. 13.41. Тормозная камера в нерабочем состоянии (а) и при торможении (б):

1 — крышка; 2 — штуцер; 3 — диск; 4 — диафрагма; 5 — корпус; 6 — пружина; 7 — шток; 8 — отверстие; А, Б — полости

поворачивает регулировочный рычаг вместе с разжимным кулаком, который прижимает колодки к тормозному барабану с усилием, пропорциональным давлению сжатого воздуха, поступающего в тормозную камеру. При растормаживании сжатый воздух из полости А выходит наружу через тормозной кран. При этом шток 7 с диском 3 под действием возвратной пружины 6 перемещается в исходное положение. Он поворачивает регулировочный рычаг с разжимным кулаком и освобождает тормозные колодки, которые отводятся от тормозного барабана стяжными пружинами.

Тормозные камеры с энергоаккумулятором служат для приведения в действие тормозных механизмов задних колес автомобиля при включении рабочей запасной и стояночной тормозных систем. Тормозная камера с энергоаккумулятором (рис. 13.42) представляет собой устройство, состоящее из пневматической камеры и пружинного энергоаккумулятора. Между корпусом 2 камеры и фланцем 5 цилиндра 7 размещен поршень 8 с толкателем 12, находящийся под воздействием пружины 9. Внутри толкателя находится винт 10. Цилиндр 7 соединен трубкой 11 с корпусом 2 камеры, которая через отверстие сообщается с окружающим воздухом. В нерабочем состоянии сжатый воздух постоянно подводится через вывод 1 в полость цилиндра 7 под поршень 8, который находится в верхнем крайнем положении, сжимая полностью пружину 9.

При включении рабочей тормозной системы тормозные механизмы задних колес автомобиля приводятся в действие пневма-

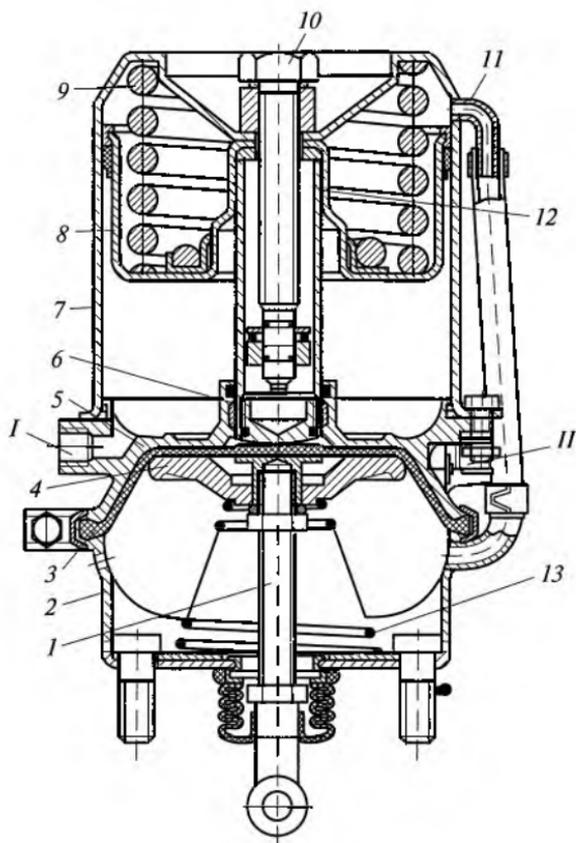


Рис. 13.42. Тормозная камера с энергоаккумулятором:

1 — шток; 2 — корпус; 3 — диафрагма; 4 — диск; 5 — фланец; 6 — подпятник; 7 — цилиндр; 8 — поршень; 9, 13 — пружины; 10 — винт; 11 — трубка; 12 — толкатель; I, II — выходы

тическими камерами. При этом сжатый воздух через вывод II поступает в наддиафрагменную полость, и диафрагма 3 через диск 4 действует на шток 1, соединенный с регулировочным рычагом тормозного механизма, вызывая торможение колеса. При растормаживании сжатый воздух выходит из наддиафрагменной полости, и диафрагма возвращается в исходное положение возвратной пружиной 13.

При включении запасной или стояночной тормозных систем тормозные механизмы задних колес приводятся в действие энергоаккумулятором. В этом случае сжатый воздух выпускается наружу из полости под поршнем 8 соответственно частично или полностью. Под действием пружины 9 поршень перемещается вниз и перемещает толкатель 12, который через подпятник 6 действует

на диафрагму 3 и шток 1 тормозной камеры, вызывая торможение колеса.

Включение запасной или стояночной тормозных систем производится подачей сжатого воздуха в полость цилиндра 7 энергоаккумулятора под поршень 8. При отсутствии сжатого воздуха в системе растормаживание производится путем вывинчивания винта 10.

Регулятор тормозных сил служит для автоматического изменения давления сжатого воздуха в тормозных камерах задних колес при изменении вертикальной нагрузки, действующей на колеса при торможении автомобиля.

Между двумя частями корпуса 4 регулятора (рис. 13.43) зажата резиноканевая диафрагма 10, которая закреплена на поршне 7 с радиальными ребрами 9. Такие же радиальные ребра 6 выполнены во вставке 5 корпуса регулятора. В поршне установлен плоский клапан 8 с пружиной. Подвижное выпускное седло 12 связано с шаровой опорой 13, установленной на валу 3. На другом конце вала закреплен рычаг 11, соединенный тягами с балками среднего и заднего мостов автомобиля. К подвижному седлу 12 снизу прижат поршень 14. Полость под поршнем через трубку 1 соединена с выводом II, к которому подводится сжатый воздух от тормозного крана. Вывод III соединен с тормозными камерами задних колес, а вывод I — через клапан 2 с окружающим воздухом.

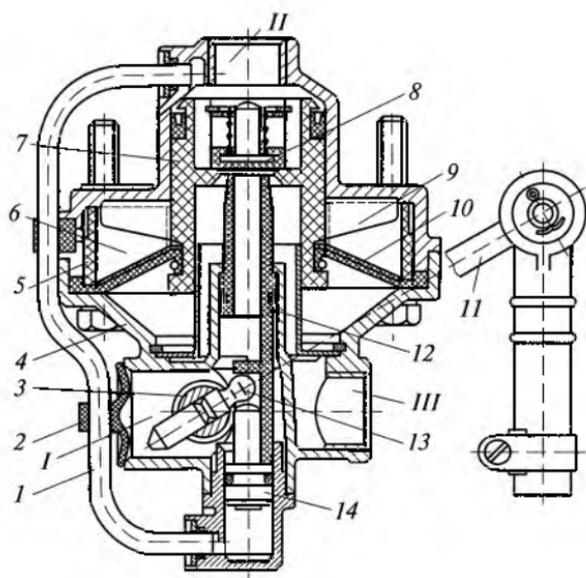


Рис. 13.43. Регулятор тормозных сил:

1 — трубка; 2, 8 — клапаны; 3 — вал; 4 — корпус; 5 — вставка; 6, 9 — ребра; 7, 14 — поршни; 10 — диафрагма; 11 — рычаг; 12 — седло; 13 — опора; I—III — выходы

В нерабочем состоянии клапан 8 прижат к седлу в поршне 7. Вывод II разобщен с выводом III и сообщается с окружающим воздухом через верхнюю секцию тормозного крана. Тормозные камеры задних колес через вывод III, выпускное седло 12 и вывод I соединены с окружающим воздухом. При торможении положение седла 12 в корпусе регулятора определяется шаровой опорой 13 и зависит от прогиба рессор подвески задних колес. Равновесное положение поршня 7 достигается при различной активной площади диафрагмы 10, которая зависит от того, какая часть диафрагмы соприкасается с ребрами 9 поршня 7, а какая — с ребрами 6 вставки 5 корпуса регулятора. Чем большая активная площадь диафрагмы соприкасается с ребрами поршня, тем при меньшем давлении сжатого воздуха, действующего на диафрагму снизу, достигается равновесное положение поршня 7. Поэтому чем меньше прогнуты рессоры подвески задних колес автомобиля и чем ниже опускается седло 12, тем больше разница в давлениях сжатого воздуха в выводах II и III. При крайнем нижнем положении седла 12, что соответствует минимальной вертикальной нагрузке, разность давлений сжатого воздуха в выводах I и II регулятора наибольшая. При крайнем верхнем положении седла 12 (максимальная вертикальная нагрузка) давление воздуха в выводах I и II выравнивается. Следовательно, регулятор тормозных сил автоматически поддерживает в выводе III и в тормозных камерах задних колес автомобиля давление сжатого воздуха, обеспечивающее необходимую тормозную силу, пропорциональную вертикальной нагрузке, действующей на задние колеса при торможении автомобиля.

При растормаживании давление сжатого воздуха в выводе II падает, поршень 7 поднимается вверх, и воздух из тормозных камер задних колес автомобиля через седло 12, вывод I и клапан 2 выходит наружу. Так как выпуск сжатого воздуха из тормозных камер осуществляется не через тормозной кран, а через регулятор тормозных сил, процесс растормаживания тормозных механизмов задних колес автомобиля происходит быстрее.

Моторный тормоз-замедлитель служит для перекрытия выпускного трубопровода с целью перевода двигателя на режим торможения. Он устанавливается в приемных трубах глушителя.

На рис. 13.44 представлен моторный тормоз-замедлитель грузовых автомобилей ЗИЛ, который устанавливается перед глушителем. Корпус 2 тормоза прикреплен к фланцу патрубка 8. В корпусе размещена заслонка 9 с валом 3. На конце вала закреплен рычаг 4, соединенный со штоком 5 пневмоцилиндра 6, установленного на кронштейне 7, который прикреплен к фланцу патрубка. При движении автомобиля при выключенном моторном тормозе заслонка располагается вдоль потока отработавших газов, поступающих в корпус через приемные трубы 1, не препятствуя их выходу из выпускного трубопровода двигателя. При включении моторного

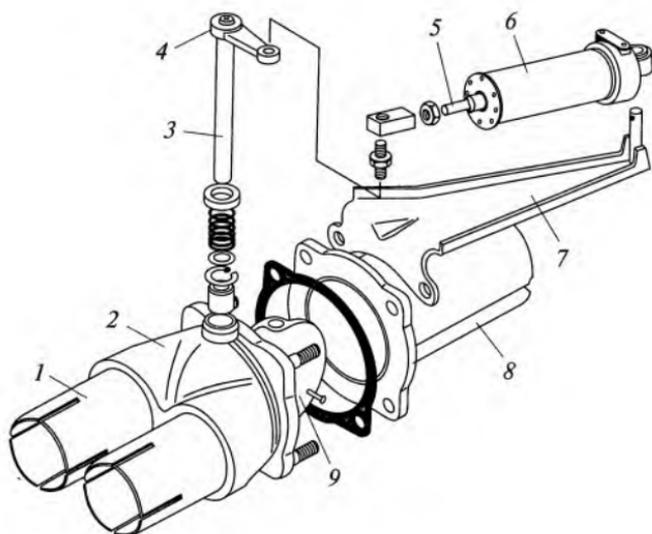


Рис. 13.44. Моторный тормоз-замедлитель грузовых автомобилей ЗИЛ:
 1 — труба; 2 — корпус; 3 — вал; 4 — рычаг; 5 — шток; 6 — пневмоцилиндр; 7 —
 кронштейн; 8 — патрубок; 9 — заслонка

тормоза под действием сжатого воздуха, поступившего в пневмоцилиндр 6, выдвигается шток 5, который поворачивает рычаг 4. Рычаг поворачивает заслонку 9 на 90° . Заслонка перекрывает выход отработавших газов и создает противодействие, которое увеличивает сопротивление перемещению поршней в цилиндрах двигателя. Это приводит к уменьшению частоты вращения коленчатого вала, возрастанию сопротивления движению и замедлению автомобиля. При включении моторного тормоза одновременно с помощью другого пневмоцилиндра отключается подача топлива в цилиндры двигателя, который начинает работать на компрессорном режиме.

13.10. Расчет тормозных систем

При расчете тормозных систем определяют:

- удельные давления для фрикционных накладок тормозных колодок;
- работу трения при торможении;
- нагрев тормозного барабана или тормозного диска;
- нагрузки и параметры гидравлического тормозного привода без усилителя и с усилителем;
- нагрузки и параметры пневматического тормозного привода.

Удельные давления для накладок. Удельные давления для накладок тормозных колодок рассчитывают по величине нормаль-

ных реакций, действующих на накладку со стороны тормозного барабана.

Удельное давление для первичной колодки

$$p_{уд1} = \frac{N_1}{\beta_1 r_6 b_1};$$

для вторичной колодки

$$p_{уд2} = \frac{N_2}{\beta_2 r_6 b_2},$$

где N_1 и N_2 — нормальные реакции соответственно для первичной и вторичной колодок; β_1 и β_2 — углы охвата колодок; r_6 — радиус тормозного барабана; b_1 и b_2 — ширина колодок.

Удельные давления не должны превышать 100...200 Н/см² для первичной колодки и 50...70 Н/см² для вторичной колодки.

Для уравновешенного тормозного механизма $p_{уд} = 80...90$ Н/см².

Тормозные накладки должны иметь коэффициент трения $\mu = 0,3...0,35$, мало зависящий от скорости скольжения, нагрева и попадания воды. Они также должны быть жесткими, прочными, износостойкими и сохранять физические свойства при нагреве до 400 °С без выкрашивания, выделения связующих компонентов и обугливания.

Тормозные накладки выполняют формованными из коротковолокнистого асбеста, наполнителей (оксид цинка, железный сурик и др.) и связующих (синтетические смолы, каучук и их комбинации).

Применяют также безасбестовые тормозные накладки, которые экологичны, так как при их работе не образуется вредной асбестовой пыли. Кроме того, используют тормозные накладки из материала АК (асбокаучуковая композиция).

Фрикционные накладки прикрепляют к тормозным колодкам заклепками или приклеивают (на легковых автомобилях).

Работа трения. Наиболее слабым элементом тормозного механизма, подвергающимся быстрому изнашиванию, является тормозная накладка.

Изнашивание тормозной накладки зависит от удельной работы трения, т.е. работы трения, приходящейся на единицу поверхности накладки.

Удельная работа трения $q_{уд}$ зависит от начальной скорости торможения, при которой вся кинетическая энергия автомобиля поглощается работой трения в тормозных механизмах:

$$q_{уд} = \frac{A}{F_{нак}},$$

где $A = m_a v^2 / 2$ — кинетическая энергия автомобиля массой m_a при максимальной скорости v начала торможения; $F_{нак}$ — суммарная

площадь поверхности накладок тормозных механизмов всех колес автомобиля.

Средние значения удельной работы трения составляют 1... 2 кДж/см² для легковых автомобилей (бóльшие значения для дисковых тормозных механизмов) и 0,6... 0,8 кДж/см² для грузовых автомобилей и автобусов.

От удельной работы трения зависит также нагрев деталей тормозного механизма (барабана, диска, накладок). Поэтому для уменьшения удельной работы необходимо увеличивать площадь тормозных накладок и соответственно ширину и диаметр тормозных барабанов. В результате увеличения поверхности охлаждения возрастает и эффективность торможения.

Нагрев барабана или диска. При торможении выделяется теплота, которая нагревает тормозной барабан и накладки. И чем выше температура накладки при торможении, тем больше ее изнашивание.

Нагрев Δt_6 тормозного барабана (или диска) за одно торможение определяется по следующей формуле:

$$\Delta t_6 = \frac{m_k v^2}{2m_6 c},$$

где m_k — масса автомобиля, приходящаяся на тормозящее колесо; m_6 — масса тормозного барабана; $c = 500$ Дж/(кг · К) — удельная теплоемкость чугуна или стали.

Нагрев тормозного барабана или диска за одно торможение не должен превышать 20 °С.

Процесс одного торможения представляет собой кратковременное интенсивное торможение и является быстротечным. Поэтому принято считать, что рассеивание теплоты в окружающую среду незначительно.

В случае затяжного неинтенсивного торможения часть теплоты будет рассеиваться в окружающую среду и нагрев тормозного барабана или диска будет меньшим, чем за одно торможение. В этом случае определяется нагрев для скоростей начала торможения $v = 30$ км/ч и максимальной v_{\max} .

При $v = 30$ км/ч температура нагрева не должна превышать 15 °С, а при максимальной скорости она должна быть в пределах 40... 60 °С.

Тормозные барабаны легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности обычно выполняют биметаллическими. Они состоят из стального диска, соединенного литьем с чугунным ободом. На легковых автомобилях малого класса тормозные барабаны изготавливают также из алюминиевого сплава с залитым внутрь чугунным кольцом. Тормозные барабаны грузовых автомобилей большой грузоподъемности делают литыми, в основном из серого чугуна.

На ободе тормозного барабана имеются ребра жесткости, ограничивающие его деформации при действии сил со стороны колодок во время торможения. Жесткий обод тормозного барабана обеспечивает равномерное распределение нагрузки на тормозные накладки по длине и ширине. При недостаточной жесткости обода у тормозных накладок получается конусное изнашивание. При установке на автомобиль тормозной барабан центрируется по ступице колеса.

Гидравлический тормозной привод. При служебном торможении автомобиля давление в гидроприводе составляет 4...6 МПа, а при экстренном торможении — может достигать большего значения.

Для гидропривода без усилителя давление жидкости при экстренном торможении (рис. 13.45):

$$p_{ж} = \frac{4P_{р.ц}}{\pi d_{р.ц}^2} = \frac{P_{р.ц}}{0,785d_{р.ц}^2},$$

где $P_{р.ц}$ — усилие, создаваемое рабочим цилиндром на тормозных колодках (см. рис. 13.7); $d_{р.ц}$ — диаметр рабочего тормозного цилиндра.

Допускаемое давление в гидроприводе $[p_{ж}] = 6...8$ МПа.

Усилие на тормозной педали

$$P_{пед} = \frac{\pi d_{г.ц}^2}{4} p_{ж} \frac{a}{b} = 0,785d_{г.ц}^2 p_{ж} \frac{a}{b},$$

где $d_{г.ц}$ — диаметр главного тормозного цилиндра; a , b — см. на рис. 13.45.

Допускаемое усилие на тормозной педали $[P_{пед}] = 200...300$ Н.

Ход тормозной педали гидропривода зависит от количества тормозных механизмов и передаточного числа привода.

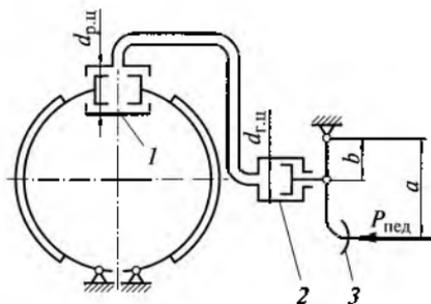


Рис. 13.45. Схема для расчета гидравлического тормозного привода:

1 — рабочий цилиндр; 2 — главный цилиндр; 3 — педаль

Для двухосного автомобиля ход тормозной педали

$$S_{\text{пед}} = \frac{2d_{\text{р.л1}}^2 (S_{\text{п1}} + S_{\text{п2}}) + 2d_{\text{р.л2}}^2 (S_{\text{з1}} + S_{\text{з2}}) a}{d_{\text{г.ц}}^2} \frac{a}{b} \eta_0 + S_{\text{св}},$$

где $d_{\text{р.л1}}$ и $d_{\text{р.л2}}$ — диаметры тормозных цилиндров соответственно передних и задних колес; $S_{\text{п1}}$, $S_{\text{п2}}$, $S_{\text{з1}}$, $S_{\text{з2}}$ — перемещения поршней тормозных цилиндров под действием приводных сил P_1 и P_2 ; $d_{\text{г.ц}}$ — диаметр главного тормозного цилиндра; $S_{\text{св}}$ — свободный ход тормозной педали; $\eta_0 = 1,05 \dots 1,10$ — коэффициент объемного расширения гидропривода (резиновых шлангов).

Гидропривод с вакуумным усилителем применяется в случае, когда усилие на тормозной педали составляет более 500 Н.

Усилие на штоке главного тормозного цилиндра (рис. 13.46):

$$Q_{\text{г.ц}} = Q_{\text{пед}} + Q_{\text{ус}},$$

где $Q_{\text{пед}}$ — сила на штоке главного тормозного цилиндра от усилия на педали $P_{\text{пед}}$; $Q_{\text{ус}}$ — сила на штоке главного тормозного цилиндра от усилителя.

Используя параметры a , b , c , d , e , приведенные на рис. 13.46, можно записать:

$$Q_{\text{г.ц}} = P_{\text{пед}} \frac{a c}{b d} + P_{\text{ус}} \frac{d + e}{d}.$$

Здесь

$$P_{\text{ус}} = p_0 F_{\text{п}},$$

где $p_0 = 0,05$ МПа — разрежение под поршнем усилителя; $F_{\text{п}}$ — площадь поршня усилителя.

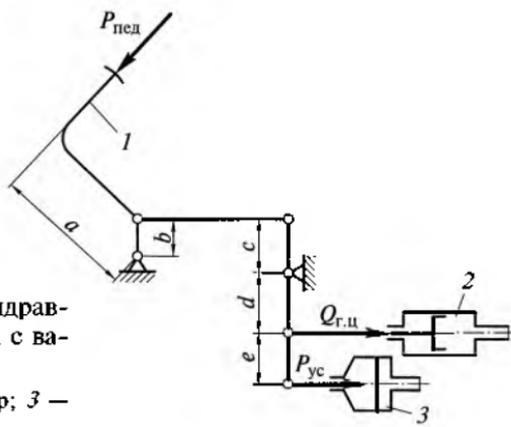


Рис. 13.46. Схема для расчета гидравлического тормозного привода с вакуумным усилителем:

1 — педаль; 2 — главный цилиндр; 3 — усилитель

Пневматический тормозной привод (рис. 13.47). Подача компрессора тормозного пневмопривода

$$Q = \frac{z_{\text{ц}} \pi d_{\text{ц}}^2 S_{\text{п}} n_{\text{к}} \eta_{\text{под}}}{4000},$$

где $z_{\text{ц}}$ — число цилиндров компрессора; $d_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра; $S_{\text{п}}$ — ход поршня; $n_{\text{к}}$ — частота вращения компрессора; $\eta_{\text{под}} = 0,6$ — коэффициент подачи компрессора.

Объем воздушных баллонов (ресиверов) должен быть в 20—25 раз больше объема исполнительных приборов пневмопривода.

Усилие на тормозной педали определяется по максимальному тормозному моменту, передаваемому колесом.

Тормозной механизм колеса имеет равные перемещения колодок, равные моменты, передаваемые первичной и вторичной колодками и неравные приводные силы ($P_1 \neq P_2$).

Определив значения приводных сил P_1, P_2 (см. рис. 13.9), находим момент на валу разжимного кулака тормозного механизма

$$M_{\text{в}} = P_1 e + P_2 e = (P_1 + P_2) e,$$

где $e = \text{const}$ (см. рис. 13.47).

Усилие на штоке тормозной камеры

$$P_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{в}}}{l_{\text{ш}}},$$

где $l_{\text{ш}}$ — расстояние от оси вала разжимного кулака до оси штока тормозной камеры.

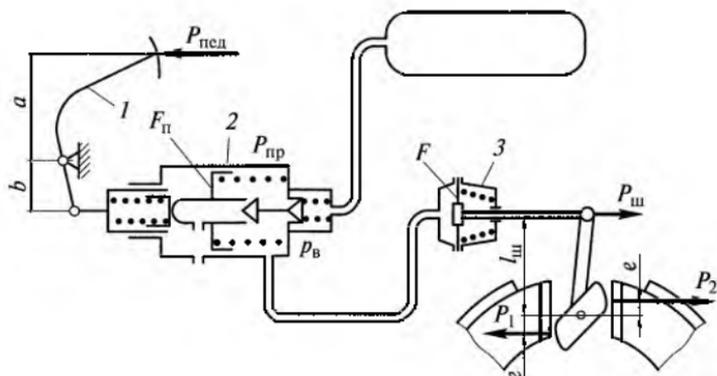


Рис. 13.47. Схема для расчета пневматического тормозного привода:

1 — педаль; 2 — тормозной кран; 3 — тормозная камера

Давление воздуха в тормозной камере при торможении

$$p_{\text{в}} = \frac{P_{\text{ш}}}{F_{\text{п}}},$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня.

Усилие на поршне тормозного крана при торможении

$$P_{\text{п}} = p_{\text{в}} F_{\text{п}} + P_{\text{пр}},$$

где $P_{\text{пр}}$ — усилие пружины;

усилие на тормозной педали

$$P_{\text{пед}} = P_{\text{п}} \frac{b}{a},$$

где a, b — параметры, показанные на рис. 13.47.

Для грузовых автомобилей допускаемое усилие $[P_{\text{пед}}]$ на тормозной педали не должно превышать 700 Н, а наибольший ход педали S — 180 мм.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой тормозная система и каково ее назначение?
2. Какие требования предъявляются к тормозным системам?
3. Какими тормозными системами должен оборудоваться автомобиль?
4. Какие типы тормозных механизмов применяются на автомобилях?
5. Какими параметрами оцениваются тормозные механизмы?
6. Почему тормозные механизмы могут быть уравновешенными и неуравновешенными? В чем их различие?
7. Какие тормозные приводы применяются на автомобилях?
8. Какие преимущества имеет двухпроводная тормозная система?
9. С какой целью на автомобилях применяются регуляторы тормозных сил? В чем их недостаток?
10. Каково назначение ABS и что ограничивает их применение на автомобилях?
11. Что определяют при расчете тормозных систем?
12. Какие эксплуатационные свойства автомобиля зависят от тормозных систем и их технического состояния?

14. НЕСУЩАЯ СИСТЕМА

14.1. Назначение и типы

Несущей системой называется рама или кузов автомобиля. Несущая система служит для установки и крепления всех частей автомобиля.

Несущая система является одной из наиболее ответственных, материалоемких и дорогостоящих систем автомобиля. Если материалоемкость, стоимость и сложность изготовления всего автомобиля принять за 100 %, то несущая система может составлять более 50 % от этого. Долговечность несущей системы определяет сроки капитальных ремонтов автомобиля. От нее во многом зависит общий пробег автомобиля при эксплуатации. Несущая система существенно влияет на многие эксплуатационные свойства автомобиля.

Типы несущих систем. На автомобилях применяются различные типы несущих систем (рис. 14.1). Несущая система во многом определяет тип и компоновку автомобиля. В зависимости от типа несущей системы автомобили делятся на рамные и безрамные. В рамных автомобилях роль несущей системы выполняет рама (рамная несущая система) или рама совместно с кузовом (рамно-кузовная несущая система). В безрамных автомобилях функции несущей системы выполняет кузов (кузовная несущая система), который называется несущим.

Рамная несущая система (рис. 14.2, а) применяется на всех грузовых автомобилях, прицепах и полуприцепах, на легковых автомобилях повышенной проходимости, большого и высшего классов и на отдельных автобусах. Несущая система автомобилей-самосвалов, кроме основной рамы, включает в себя еще дополнительную укороченную раму — надрамник, на котором устанавли-



Рис. 14.1. Типы несущих систем

вается грузовой кузов и крепятся устройства подъемного механизма кузова.

Рамная несущая система проста по конструкции, технологична при производстве и ремонте, а также универсальна, так как обеспечивает унификацию обычных и специальных автомобилей. Кроме того, рамная несущая система позволяет выпускать на одном шасси модификации автомобиля с различными кузовами.

Кузовная несущая система (рис. 14.2, б) применяется на легковых автомобилях особо малого, малого и среднего классов, а также на большинстве современных автобусов. Кузовная несущая система позволяет уменьшить массу автомобиля, его общую высоту, понизить центр тяжести и, следовательно, повысить его устойчивость. Однако кузовная несущая система не обеспечивает хорошей изоляции пассажирского салона от вибрации и шума работающих агрегатов и механизмов, а также от шума шин, возникающего при их качении по поверхности дороги.

Рамно-кузовная несущая система (рис. 14.2, в) применяется только на автобусах. При рамно-кузовной несущей системе кузов 1 автобуса не имеет основания. Рама 2 и основание кузова объединены в единую конструкцию. Шпангоуты (поперечные дуги) каркаса кузова жестко прикрепляются к поперечинам рамы. Рама и каркас кузова работают совместно, воспринимая на себя все нагрузки. Рамно-кузовная несущая система имеет простую конструкцию, технологична при производстве и удобна в ремонте. По сравнению с рамной несущей системой рамно-кузовная имеет несколько меньшую массу кузова и более низкую высоту пола.

Требования к несущей системе. Несущая система воспринимает все нагрузки, действующие на автомобиль в условиях эксплуатации: нагрузку от веса груза, пассажиров, агрегатов и механизмов; усилия от направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего устройства подвески; силы, возникающие при колебаниях, разгоне, торможении и повороте автомобиля. Кроме того, при

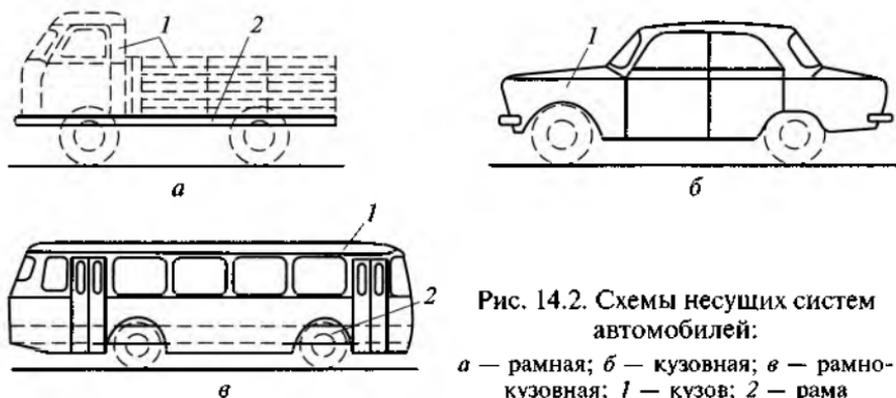


Рис. 14.2. Схемы несущих систем автомобилей:

а — рамная; б — кузовная; в — рамно-кузовная; 1 — кузов; 2 — рама

наличии прицепа или полуприцепа у автомобиля на несущую систему дополнительно действуют нагрузки от тягово-сцепного или опорно-сцепного устройства.

Несущая система работает в тяжелых условиях и при больших нагрузках. Она подвергается изгибу и кручению. Работоспособность несущей системы определяется ее прочностью и жесткостью под действием динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

К несущей системе автомобиля предъявляются следующие требования:

- долговечность, соответствующая сроку службы автомобиля;
- жесткость, исключая нарушение условий работы агрегатов и механизмов в любых условиях эксплуатации;
- удобство монтажа систем, агрегатов и механизмов, низкое положение центра тяжести и малая погрузочная высота автомобиля, значительный ход подвески и большие углы поворота управляемых колес автомобиля.

Рассмотрим, что дает автомобилю, его системам, агрегатам и механизмам выполнение этих требований.

Долговечность несущей системы, соответствующая сроку службы автомобиля, должна обеспечить срок службы самой несущей системы, превышающий долговечность всех механизмов, агрегатов и систем автомобиля, а также увеличить пробег автомобиля до капитального ремонта и общий пробег в эксплуатации.

Жесткость несущей системы, исключая нарушение условий работы агрегатов и механизмов автомобиля, должна обеспечить неизменное взаимное их положение на несущей системе при любых условиях и режимах движения, а также предотвратить поломки и обрывы крепления агрегатов и механизмов и заклинивание окон, дверей кузова и кабины автомобиля.

Низкое положение центра тяжести автомобиля должно повысить его устойчивость и, следовательно, безопасность даже при высоких скоростях движения. Значительный ход подвески должен повысить плавность хода и проходимость автомобиля, а большие углы поворота управляемых колес — улучшить управляемость и маневренность автомобиля.

14.2. Рама

Рама служит для установки и крепления кузова и всех систем, агрегатов и механизмов автомобиля.

Рама является одной из ответственных и наиболее металлоемких частей автомобиля. Так, масса рамы грузового автомобиля может составлять 10... 15 % от его сухой массы, т.е. собственной массы автомобиля без заправки топливом, маслом, охлаждающей

и другими рабочими жидкостями, без водительского инструмента и запасного колеса.

Сухая масса автомобиля — это условное понятие. Но так как сухая масса отражает количество материалов, затраченных на изготовление автомобиля, то наряду с другими оценочными параметрами она характеризует степень рациональности и совершенства конструкции рамного автомобиля.

Рама автомобиля работает в тяжелых условиях и при высоких нагрузках. Рама воспринимает вертикальные нагрузки от массы автомобиля, толкающие и скручивающие усилия, которые возникают при движении, а также находится под воздействием динамических нагрузок (толчков и ударов) при переезде дорожных неровностей.

К конструкции рамы предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- требуемые прочность и надежность в эксплуатации при минимальной массе;
- неизменное взаимное положение агрегатов, механизмов и кузова автомобиля при любых условиях и режимах движения;
- высокую технологичность при производстве и ремонте рамы.

Рассмотрим, что может быть достигнуто при выполнении требований, предъявляемых к конструкции рамы.

Необходимые прочность и надежность рамы должны обеспечить ее безотказную работу при эксплуатации, минимальные затраты на текущий ремонт, а также долговечность, превышающую срок службы всех агрегатов и механизмов автомобиля.

Неизменное взаимное положение агрегатов и механизмов автомобиля на раме при любых условиях и режимах движения должно исключить нарушение их кинематического согласования и рабочих процессов при прогибе и закручивании рамы.

Высокая технологичность при производстве рамы должна обеспечить возможность увеличения самого производства, более высокую его механизацию и меньшие трудовые затраты. При ремонте рамы высокая технологичность должна обеспечить минимальные затраты времени на техническое обслуживание и ремонт, удобство разборки и сборки при замене и восстановлении вышедшего из строя элемента рамы, а также возможность применения наиболее современных технологических методов ремонта. Рама есть у всех грузовых автомобилей, легковых автомобилей повышенной проходимости, большого и высшего классов, отдельных автобусов, прицепов и полуприцепов.

На автомобилях применяются рамы различных типов (рис. 14.3). Наибольшее распространение получили *лонжеронные рамы*.

Схема лонжеронной рамы грузового автомобиля показана на рис. 14.4. Рама состоит из двух лонжеронов *1* (продольных балок), которые соединены между собой отдельными поперечинами *2*.

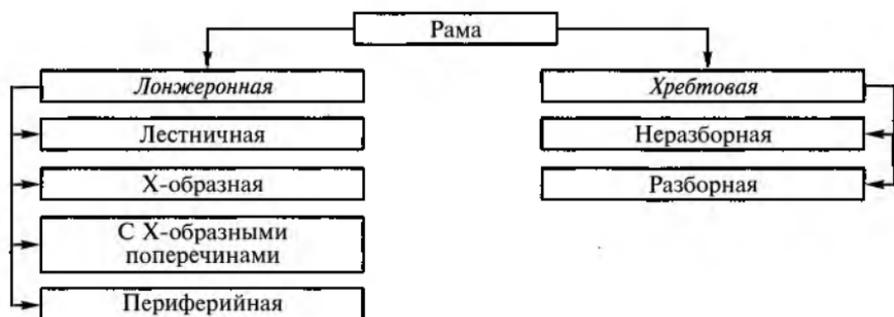


Рис. 14.3. Типы рам

Лонжероны отштампованы из листовой стали и имеют швеллерное сечение переменного профиля. Высота профиля максимальная в средней части лонжеронов, где они более всего нагружены. В зависимости от типа автомобиля и его компоновки лонжероны могут быть установлены один относительно другого параллельно или под углом, а также могут быть изогнуты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. К лонжеронам обычно приклепывают различного рода кронштейны для крепления кузова, устройств подвески колес, механизмов трансмиссии, систем управления и др.

Поперечины, как и лонжероны, выполнены штампованными из листовой стали. Они имеют форму, обеспечивающую крепление к раме соответствующих агрегатов и механизмов. Так, например, передняя поперечина 4 приспособлена для установки передней части двигателя. Лонжероны и поперечины между собой соединены клепкой или сваркой.

На переднем конце рамы установлены буфер 5 и буксирные крюки 6. Буфер предназначен для восприятия толчков и ударов при наездах и столкновениях. Крюки служат для буксировки автомобиля. В задней части рамы грузового автомобиля расположено буксирное (прицепное) устройство 3, предназначенное для при-

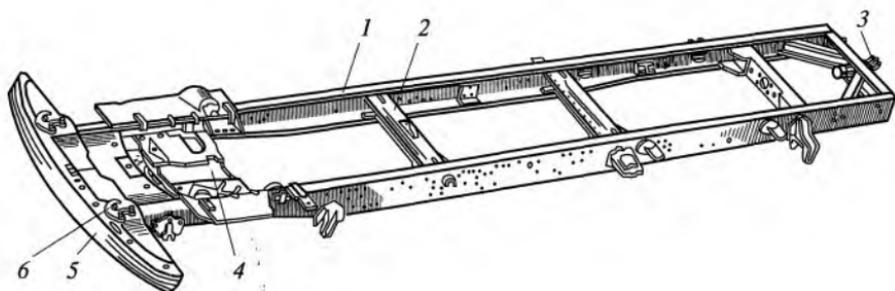


Рис. 14.4. Лонжеронная рама:

1 — лонжерон; 2, 4 — поперечины; 3 — буксирное устройство; 5 — буфер; 6 — крюк

соединения к автомобилю прицепов, буксируемых автомобилей и т. д. Буксирное устройство включает в себя крюк с запором и пружину или резиновый амортизатор, которые смягчают толчки и удары при движении автомобиля с буксиром по неровной дороге, при торможении и трогании с места.

На рис. 14.5 представлены схемы рам легковых автомобилей.

Лестничная рама (рис. 14.5, а) состоит из двух лонжеронов 1, соединенных поперечинами 3. Лонжероны отштампованы из листовой стали и имеют профиль преимущественно закрытого типа. К лонжеронам прикреплены различные кронштейны 2, предназначенные для установки и крепления кузова автомобиля, механизмов трансмиссии, передней и задней подвесок, систем управления и т. д. Рама имеет выгибы в вертикальной плоскости в местах расположения передних и задних колес автомобиля. Эти выгибы обеспечивают большие значения хода колес, снижение центра тяжести автомобиля и повышение его устойчивости при высоких скоростях движения.

Х-образная лонжеронная рама (рис. 14.5, б) состоит из короткой средней балки 5 трубчатого или коробчатого профиля, передней 4 и задней 7 вилок, выполненных из лонжеронов коробчатого профиля. Передняя вилка предназначена для размещения силового агрегата, задняя — заднего моста.

В средней части рамы имеются консольные кронштейны 6 для крепления кузова, а вилки рамы снабжены поперечинами для установки передней и задней подвесок.

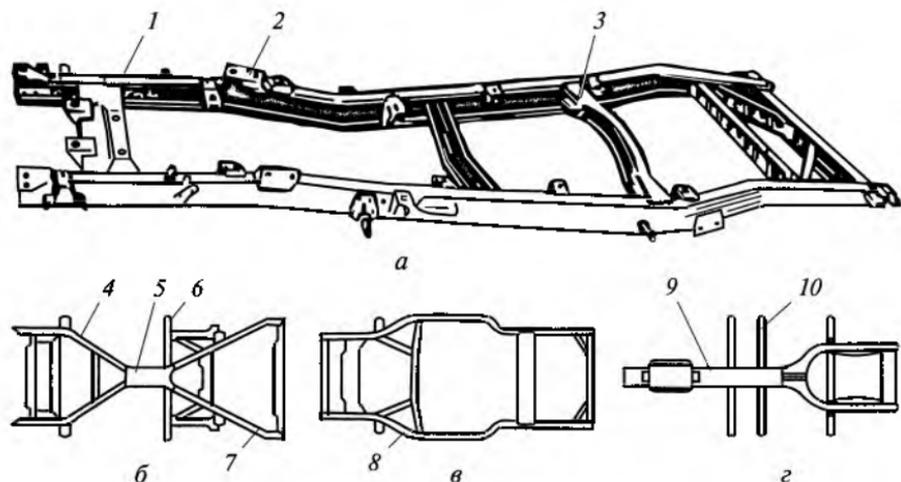


Рис. 14.5. Рамы легковых автомобилей:

а — лестничная; б — Х-образная; в — периферийная; г — хребтовая; 1, 8 — лонжероны; 2, 6 — кронштейны; 3, 10 — поперечины; 4, 7 — вилки; 5, 9 — балки

X-образная рама позволяет увеличить углы поворота управляемых колес, уменьшить радиус поворота автомобиля и улучшить его маневренность. Кроме того, рама обеспечивает понижение пола кузова, центра тяжести автомобиля и повышение его устойчивости.

Периферийная лонжеронная рама (рис. 14.5, в) имеет наибольшее применение на рамных легковых автомобилях. Она состоит из лонжеронов 8 замкнутого (коробчатого) профиля, которые проходят по периферии пола кузова автомобиля и создают ему естественный порог. Это увеличивает сопротивление кузова при боковых ударах. Рама имеет свободную среднюю часть, позволяющую опустить низко пол кузова, понизить центр тяжести автомобиля и повысить его устойчивость. Для увеличения хода колес автомобиля лонжероны рамы имеют выгибы в вертикальной плоскости над передним и задним мостами. Средняя часть рамы расположена ниже этих выгибов.

Хребтовая неразборная рама (рис. 14.5, г) состоит из одной центральной продольной несущей балки 9, к которой прикреплены поперечины 10 и различные установочные кронштейны. Центральная балка рамы обычно трубчатого сечения, внутри нее размещается карданная передача. Рама обладает высокой жесткостью на кручение, а размещение карданной передачи внутри хребтовой трубы рамы обеспечивает компактность конструкции.

14.3. Конструкция рам

На рис. 14.6, а представлена конструкция рамы грузовых автомобилей КамАЗ. Рама автомобиля — лонжеронная, штампованная, клепаная. Она состоит из двух продольных лонжеронов 2, 4 и семи поперечин, которые образуют жесткую несущую систему. Лонжероны изготовлены из высокопрочной стали, имеют переменный профиль швеллерного сечения. На передних концах лонжеронов находятся кронштейны 1, предназначенные для крепления буфера. На передних концах лонжеронов установлены также буксирные крюки. Задняя поперечина 3 рамы усилена раскосами. В ней установлено буксирное устройство.

Рама грузовых автомобилей «Урал» (рис. 14.6, б) — лонжеронная, штампованная, состоит из двух продольных лонжеронов 11, 15 и шести поперечин. Поперечины 7, 8, 9, 10 имеют круглое сечение. Передний 5 и задний 12 буфера, а также задняя поперечина 13 выполнены съемными. На переднем буфере крепятся буксирные крюки 6. Буксирное устройство установлено в специальной поперечине 14.

Буксирное устройство (рис. 14.6, в) состоит из корпуса 18 с крышкой 19, крюка 20 со стержнем, резинового упругого эле-

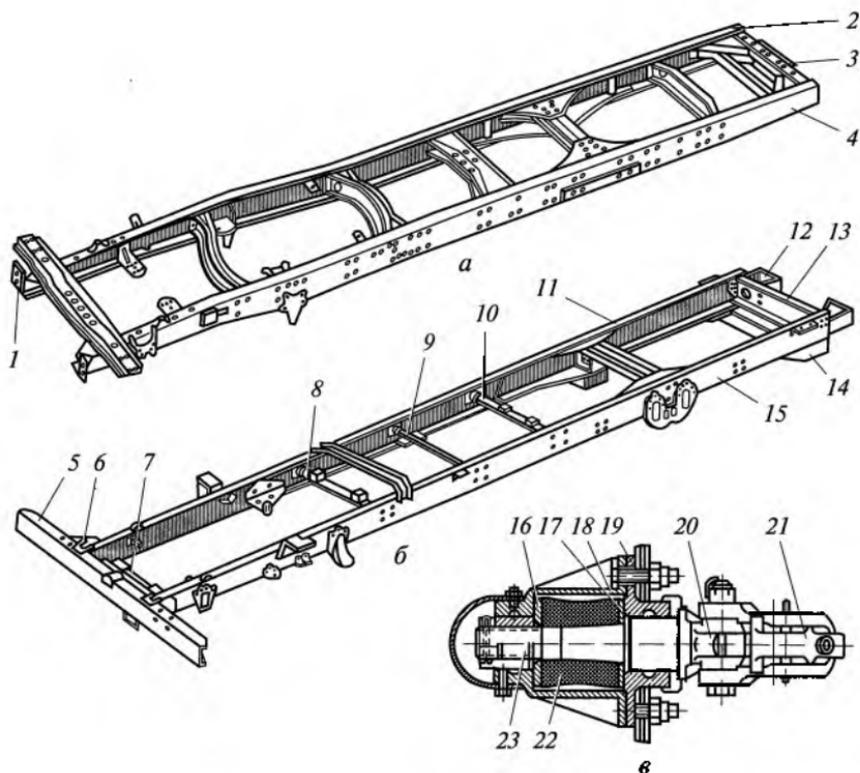


Рис. 14.6. Рамы грузовых автомобилей КамАЗ (а), «Урал» (б) и буксирное устройство (в):

1 — кронштейн; 2, 4, 11, 15 — лонжероны; 3, 7, 8, 9, 10, 13, 14 — поперечины; 5, 12 — буфера; 6, 20 — крюки; 16, 17 — шайбы; 18 — корпус; 19 — крышка; 21 — защелка; 22 — упругий элемент; 23 — гайка

мента 22 и деталей крепления. Упругий элемент установлен на стержне крюка, который закреплен в корпусе гайкой 23. Необходимая предварительная деформация упругого элемента создается шайбами 16 и 17. Буксирный крюк имеет предохранительную защелку 21, которая стопорит замок крюка и исключает его самопроизвольное открывание. Трущиеся поверхности крюка смазываются через масленки.

Для грузовых автомобилей большой и особо большой грузоподъемности применяются лонжеронные рамы не из штампованных, а из прокатных лонжеронов и поперечин. Лонжероны и поперечины такой рамы изготавливают из малоуглеродистых низколегированных сталей, имеющих более высокие механические свойства, чем листовые стали. Однако масса рамы из прокатных лонжеронов и поперечин больше, так как лонжероны и поперечины имеют равное сечение по всей своей длине. Масса рамы грузового

автомобиля, изготовленной из прокатных профилей, составляет 15 % от собственной его массы.

На тяжелых грузовых автомобилях (рис. 14.7), кроме лонжеронных рам, применяются также *разборные хребтовые рамы*. Разборная хребтовая рама имеет центральную несущую балку, которая состоит из картеров отдельных механизмов трансмиссии автомобиля, соединенных между собой специальными патрубками. Между картерами и патрубками устанавливаются кронштейны для крепления кабины, грузового кузова, двигателя и других агрегатов и механизмов автомобиля. Разборная хребтовая рама универсальна, так как, изменяя ее длину, можно создавать семейство автомобилей с различным числом ведущих мостов и разными базами на одних и тех же унифицированных агрегатах и механизмах. Использование картеров механизмов трансмиссии в качестве несущих частей разъемной хребтовой рамы позволяет снизить на 15... 20 % собственную массу автомобиля и уменьшить его металлоемкость.

Разборная хребтовая рама по сравнению с лонжеронной обладает более высокой жесткостью. Поэтому ее обычно применяют для полноприводных грузовых автомобилей, предназначенных для эксплуатации на тяжелых дорогах и в условиях бездорожья. Однако такая рама требует использования высококачественных легированных сталей для изготовления картеров механизмов трансмиссии и соединительных патрубков, а также высокой точности изготовления и сборки в производстве. Кроме того, при техническом обслуживании и ремонте автомобиля с рамой этого типа затруднен доступ к механизмам трансмиссии автомобиля и требуется частичная, а иногда и полная разборка рамы.

Рамы автомобилей-самосвалов имеют *надрамник* (дополнительную укороченную раму), так как самосвалы работают в тяжелых нагрузочных условиях. Надрамник выполняется сварным из штампованной листовой стали и устанавливается на раме автомобиля.

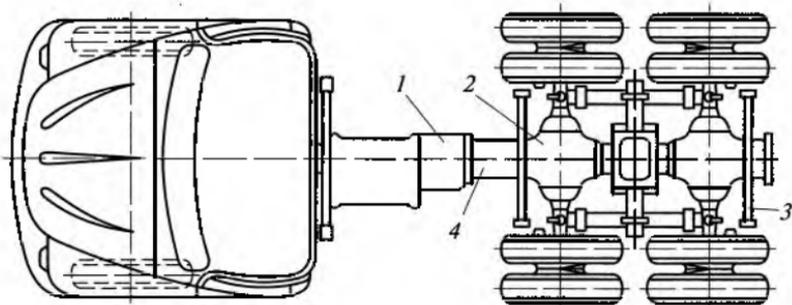


Рис. 14.7. Грузовой автомобиль с разъемной хребтовой рамой:

1, 2 — картеры; 3 — кронштейн; 4 — патрубок

На надрамнике размещается грузовой кузов самосвала и крепятся устройства подъемного механизма кузова. Он предохраняет раму от чрезмерных динамических нагрузок.

Надрамник крепится к раме самосвала с помощью стремянок и болтовых соединений. Между надрамником и рамой устанавливаются специальные проставки, которые способствуют равномерному распределению нагрузки по всей длине надрамника. Кроме того, проставки смягчают удары при подбрасывании грузового кузова самосвала во время движения по неровностям дороги.

Надрамник автомобилей-самосвалов КамАЗ показан на рис. 14.8. Надрамник представляет собой сварную конструкцию, состоящую из двух лонжеронов 3, которые соединены между собой поперечинами 2, 4, 8 и 11. В задней части, испытывающей наибольшие нагрузки, надрамник имеет Х-образный усилитель 6, а его лонжероны снабжены усилителями 7, которые образуют с лонжеронами коробчатое сечение. Лонжероны, поперечины и Х-образный усилитель отштампованы из листовой стали и имеют швеллерное сечение, кроме поперечин 2 и 11, сечение которых корытообразное. К лонжеронам приварены кронштейны крепления надрамника к раме 10, ограничители боковых перемещений надрамника, кронштейны резинометаллических опор 1 кузова и кронштейны 9 осей опрокидывания кузова. К поперечине 11 крепятся нижняя

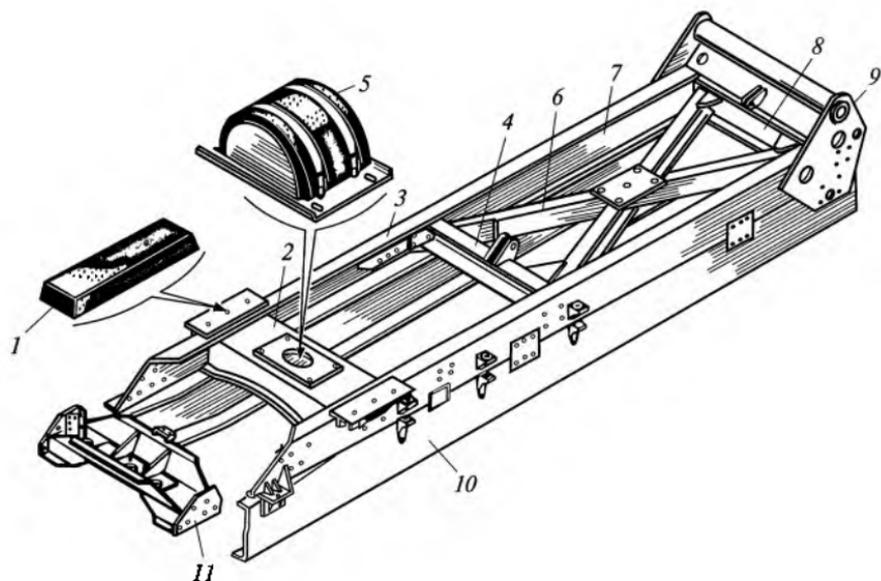


Рис. 14.8. Надрамник автомобилей-самосвалов КамАЗ:

1, 5 — опоры; 2, 4, 8, 11 — поперечины; 3 — лонжерон; 6, 7 — усилители; 9 — кронштейн; 10 — рама

опора гидроцилиндра подъемного механизма кузова, кран управления и клапан ограничения подъема кузова. На поперечине 2 устанавливается резинометаллическая опора 5 (ловитель), служащая для фиксации кузова в поперечном направлении. На поперечине 4 закреплен кронштейн страховочного троса ограничителя опрокидывания кузова. К надрамнику крепятся болтами брызговики колес самосвала.

14.4. Расчет рамы

Рама автомобиля испытывает статические и динамические нагрузки. Статические нагрузки возникают под действием веса самой рамы, кузова, полезного груза и от реакций опор упругого устройства подвески. Так, после сборки автомобиля в его раме возникают напряжения изгиба, которые составляют 10...15% от предела текучести материала рамы. При этом напряжения в лонжеронах рамы в 2—2,5 раза больше, чем в ее поперечинах.

Динамические нагрузки возникают при движении автомобиля вследствие действия инерции подрессоренных масс при колебаниях автомобиля.

Вертикальные и угловые колебания вызывают изгиб рамы, создавая значительные напряжения в лонжеронах и незначительные в поперечинах. Изгибающая динамическая нагрузка зависит от статической нагрузки $P_{ст}$ и вертикальных ускорений в точках приложения статической нагрузки:

$$P_d = \frac{P_{ст}j}{g},$$

где j — ускорения колебаний; g — ускорение свободного падения.

Динамические нагрузки существенно превышают статические и определяются с помощью коэффициента динамичности

$$k_d = \frac{P_d}{P_{ст}}.$$

Предельные значения коэффициента динамичности k_d при изгибе рамы составляют: для грузовых автомобилей 2...2,5; для легковых автомобилей 1,1...1,5 и для автобусов 1,5...2.

Способность рамы сопротивляться действующим на нее нагрузкам при движении характеризуется при изгибе значениями максимального прогиба, а при кручении углом закручивания на длине базы автомобиля. Однако максимальный прогиб и угол закручивания на длине базы автомобиля не могут быть оценочными показателями для рам различных автомобилей, имеющих разные базы и максимальные нагрузки.

Поэтому оценочными показателями могут служить крутильная жесткость, изгибная жесткость, удельная крутильная жесткость и удельная изгибная жесткость рамы.

Крутильная жесткость ($\text{Н} \cdot \text{м} / ^\circ$) рамы определяется отношением крутящего момента к углу закручивания рамы на длине базы автомобиля.

Изгибная жесткость ($\text{Н} / \text{мм}$) рамы определяется отношением нагрузки на раму к максимальному прогибу рамы.

Удельная крутильная жесткость ($\text{Н} \cdot \text{м}^2 / ^\circ$) рамы определяется отношением крутящего момента к углу закручивания рамы на длине базы автомобиля, умноженным на базу.

Удельная изгибная жесткость ($\text{Н} \cdot \text{м}^3 / \text{мм}$) рамы определяется отношением нагрузки к максимальному прогибу рамы, умноженному на базу в третьей степени, так как прогиб балки прямо пропорционален третьей степени длины пролета.

Раму рассчитывают:

- на изгиб от вертикальной нагрузки (статической и динамической);
- на кручение, которое возникает при переезде автомобилем дорожных неровностей (кюветов, канав и т. п.).

Расчет рамы является приближенным. При расчете пренебрегают действием продольных нагрузок, возникающих от установленных на раме агрегатов и механизмов при неравномерном движении автомобиля (торможении, разгоне). В расчетах также не учитывают различные реактивные моменты (тормозные, от картеров механизмов трансмиссии и рулевого управления), которые воспринимаются рамой.

Расчет на изгиб. Расчет рамы на изгиб (рис. 14.9) сводится главным образом к расчету лонжеронов. Каждый из лонжеронов рассчитывают на половину всей нагрузки, приходящейся на раму. При этом упрочняющее действие поперечин рамы не учитывается.

Для расчета используют статические массы агрегатов и механизмов, установленных на раме. Для учета динамических нагрузок в расчетные формулы вводят коэффициенты динамичности.

В каждом расчетном сечении лонжерона рамы изгибающий момент определяется по формуле:

$$M_{\text{изг}} = M_x + Q_x \Delta l_x,$$

где M_x и Q_x — изгибающий момент и перерезывающая сила в предыдущем сечении, значения которых уже известны; Δl_x — расстояние между сечениями.

По найденным изгибающим моментам $M_{\text{изг}}$ и моментам сопротивления изгибу $W_{\text{изг}}$ определяют напряжения изгиба в каждом расчетном сечении лонжерона:

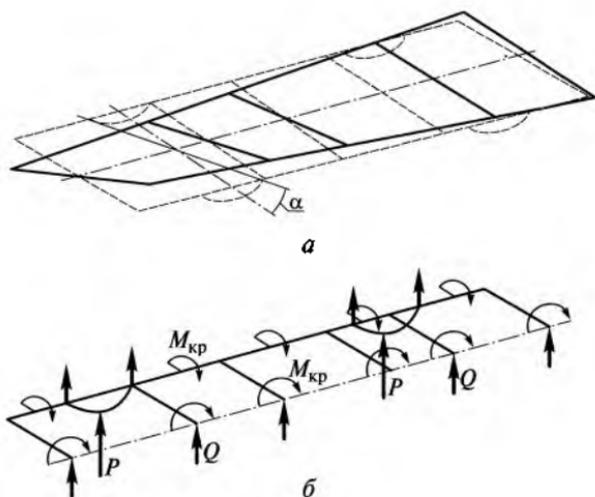


Рис. 14.9. Расчетные схемы рамы (а) и одного лонжерона (б)

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}}.$$

Допускаемые напряжения при кратковременных динамических нагрузениях можно подсчитать по формуле:

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{1,5(1 + k_d)},$$

где $\sigma_s = 250 \dots 350$ МПа — предел текучести материала лонжерона; k_d — коэффициент динамичности.

В эксплуатации поломка лонжеронов рамы происходит не всегда в сечениях с наибольшими статическими напряжениями. Так, на прочность рамы существенно влияют концентраторы напряжений (отверстия под заклепки и болты, вырезы в лонжеронах, места окончания усилителей и др.), и всевозможные трещины в лонжеронах появляются в первую очередь в местах концентраторов.

Расчет на кручение. Проезд неровностей дороги всегда вызывает скручивание рамы. Поэтому рама наряду с высокой изгибной прочностью должна обладать достаточной прочностью на кручение.

Для двухосного автомобиля угол закручивания рамы на длине базы автомобиля (см. рис. 14.9) равен:

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = \frac{M_{\text{кр}}}{C_{\text{вр}}},$$

где α_1 и α_2 — углы закручивания рамы над осями передних и задних колес; $M_{кр}$ — момент, закручивающий раму; c_{ψ} — угловая жесткость рамы.

Момент, закручивающий раму, зависит от высоты неровностей дороги h_d , преодолеваемых автомобилем при движении, ширины колеи колес автомобиля B_k , угловой жесткости рамы c_{ψ} и угловой жесткости подвески c'_{ψ} :

$$M_{кр} = \frac{h_d}{B_k} \frac{c_{\psi} c'_{\psi}}{c_{\psi} + c'_{\psi}}.$$

Из этой формулы следует, что чем меньше угловая жесткость рамы c_{ψ} , тем меньше закручивающий момент $M_{кр}$ и, следовательно, выше прочность рамы. Кроме того, более эластичная рама вместе с подвеской обеспечивает лучшую приспособляемость колесам автомобиля к дорожным неровностям и постоянный контакт колес с дорогой. Однако при слишком эластичной раме возможно нарушение взаимного положения и условий работы агрегатов и механизмов, установленных на раме. Оптимальная жесткость рамы на кручение окончательно определяется и выбирается при доводочных испытаниях рамы.

Углы закручивания лонжеронных рам при эксплуатации обычно составляют 2...4°. Однако при преодолении ям, канав, кюветов и других препятствий, а также при отрыве колес от дороги эти углы могут достигать больших значений — 10...15°.

Крутильная жесткость c_{ψ} лонжеронных рам составляет 280...350 Н·м/° для штампованных рам, 2000...3000 Н·м/° для рам, выполненных из профильного проката.

При расчете на кручение рама рассматривается как плоская система, состоящая из прямолинейных тонкостенных стержней. Так как жесткость на изгиб у лонжеронов в сотни раз больше их жесткости на кручение, деформациями изгиба пренебрегают.

При прогибе поперечные сечения стержней остаются плоскими, а при кручении они искривляются (депланируют). Искривление сечений по длине стержня неодинаково. В узлах, усиленных косынками и приклепанных к полкам лонжеронов, искривление считают равным нулю, а в остальных сечениях оно может быть существенным. Такой характер деформации называется *стесненным кручением*.

При стесненном кручении кроме касательных напряжений кручения в сечениях лонжеронов из-за искривления появляются дополнительные нормальные напряжения. В поперечинах рамы дополнительных нормальных напряжений не возникает из-за их более эластичного крепления к стенкам лонжеронов. Поэтому считают, что поперечины рамы испытывают свободное кручение.

Суммарные нормальные напряжения в сечениях лонжеронов при стесненном кручении

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} + \frac{B}{W_{\omega}},$$

где $M_{\text{изг}}$ и $W_{\text{изг}}$ — изгибающий момент и момент сопротивления сечения изгибу; B — бимомент; W_{ω} — секториальный момент сопротивления сечения.

Бимомент для наиболее распространенного швеллерного сечения лонжеронов

$$B = \frac{6\alpha EJ_{\omega}}{lL}.$$

Здесь α — угол закручивания рамы на длине базы автомобиля; E — модуль упругости первого рода; l — длина рассматриваемого отрезка лонжерона; L — база автомобиля; J_{ω} — секториальный момент инерции сечения:

$$J_{\omega} = \frac{\delta h^2 b^3}{12} \frac{2h + 3b}{h + 6b},$$

где δ — толщина профиля; h — высота профиля; b — ширина профиля.

Результирующие касательные напряжения кручения при деформации лонжеронов рамы в общем случае складываются из касательных напряжений свободного кручения, касательных напряжений изгиба и касательных напряжений стесненного кручения.

Наиболее значительными из них являются касательные напряжения свободного кручения, которые составляют 85...90% от результирующих напряжений.

Для лонжеронов, имеющих швеллерное сечение:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{12\delta}{K_{\text{изг}}^2} \frac{\alpha G}{L}.$$

Здесь G — модуль упругости второго рода; $K_{\text{изг}}$ — изгибно-крутильная характеристика поперечного сечения лонжерона:

$$K_{\text{изг}} = l \sqrt{\frac{G}{E} \frac{J}{J_{\omega}}},$$

где l — длина закручиваемого участка лонжерона; J — момент инерции швеллерного сечения при кручении, $J = \delta^3(h + 2b)/3$.

Напряжения для рам грузовых автомобилей, имеющих швеллерное сечение, при закручивании на угол $\alpha = 10...12^\circ$ составляют $\tau =$

= 5...20 МПа (меньшие значения для лонжеронов, большие — для поперечин), а суммарные нормальные напряжения $\sigma_{\text{сум}} = 100...300$ МПа.

Во время движения автомобиля по неровной дороге при максимальном закручивании рамы напряжения в ее элементах в 3—5 раз больше напряжений, возникающих после установки на раме кузова, агрегатов и механизмов. Наибольшие напряжения возникают в лонжеронах рам автомобилей с бортовой платформой, в зоне третьей поперечины (около переднего борта платформы), а в рамах автомобилей, работающих без кузова (седельные тягачи), — в зоне пятой поперечины (у кронштейнов подвески). Наиболее нагруженной является первая поперечина рамы, в которой напряжения в 2—3 раза больше, чем в других поперечинах. Слабыми местами рамы являются зоны присоединения к лонжеронам поперечин, кронштейнов и других деталей.

Материалы рам. Материалы рам для автомобилей должны обладать следующими свойствами: высокими пределами текучести и выносливости, низкой чувствительностью к концентраторам напряжений; хорошей штампуемостью в холодном состоянии; свариваемостью и невысоким содержанием легирующих материалов. Этим требованиям удовлетворяют мало- и среднеуглеродистые низколегированные стали.

У легковых автомобилей рамы изготавливают из листовой углеродистой конструкционной стали 20 толщиной 3...4 мм. Сложные поперечины делают из стали 08 для глубокой вытяжки.

У грузовых автомобилей рамы выполняют из листовых мало- и среднеуглеродистых низколегированных сталей 25, 30Т и др., толщиной 5...9 мм в зависимости от грузоподъемности автомобиля.

14.5. Кузов

Кузов автомобиля предназначен для размещения водителя, пассажиров и различных грузов, а также для защиты их от внешних воздействий. Кроме того, несущий кузов служит для крепления всех агрегатов и механизмов автомобиля. Несущий кузов воспринимает все нагрузки и усилия, которые действуют на автомобиль при движении.

Кузов является важнейшей конструктивной, наиболее ответственной, материалоемкой и дорогостоящей частью автомобиля.

Кузов обеспечивает безопасность, обтекаемость, комфортабельность, от него зависит внешний вид автомобиля. Конструкция кузова и его параметры оказывают серьезное влияние на эксплуатационные свойства, обеспечивающие движение автомобиля (тягово-скоростные, топливную экономичность, маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость), и на эксплуатац

онные свойства, не связанные с движением автомобиля (вместимость, прочность, долговечность, ремонтпригодность, приспособленность к погрузке и выгрузке).

На автомобилях применяются различные типы кузовов (рис. 14.10).

Грузовые кузова предназначены для размещения всевозможных грузов, пассажирские — людей, грузопассажирские — людей и грузов, а специальные — различного оборудования (лабораторного, медицинского и др.).

Несущий кузов рамы не имеет, и все силы и нагрузки, действующие на автомобиль, воспринимаются кузовом. Несущий кузов имеют большинство современных легковых автомобилей (кроме высшего класса) и автобусов.

Полунесущий кузов жестко соединяется с рамой и воспринимает часть нагрузок, приходящихся на нее. Кузов такого типа нашел применение на автобусах.

Разгруженный кузов жесткого соединения с рамой не имеет, устанавливается на раме на резиновых и других прокладках, подушках и, кроме нагрузки от перевозимого груза, никаких других нагрузок не воспринимает. Разгруженный кузов применяется на грузовых и легковых автомобилях высшего класса и повышенной проходимости.

Каркасный кузов имеет жесткий пространственный каркас, к которому прикреплены наружная и внутренняя облицовки. Все нагрузки кузова воспринимаются каркасом. Облицовки нагрузок не несут. Каркасный кузов применяется на современных автобусах и некоторых легковых автомобилях.

Полукаркасный (скелетный) кузов имеет только отдельные части каркаса (стойки, дуги, усилители), которые соединяются между собой наружными и внутренними облицовками. Все нагрузки кузова воспринимаются совместно частями каркаса и облицовками.



Рис. 14.10. Типы автомобильных кузовов, классифицированных по различным признакам

Полукаркасные кузова применяются на легковых автомобилях и автобусах. Полукаркасными также выполняются цельнометаллические кабины грузовых автомобилей.

Бескаркасный (оболочковый) кузов жесткого пространственного каркаса не имеет. Он представляет собой корпус (оболочку), состоящий из больших штампованных частей и панелей, соединенных между собой сваркой в пространственную систему. Для того чтобы такой кузов обладал необходимой жесткостью, частям и панелям кузова придают определенную форму и сечение. Все нагрузки кузова воспринимаются его корпусом. Бескаркасными выполняются кузова современных легковых автомобилей, так как они очень технологичны при производстве — автоматическая сварка панелей кузова может производиться на конвейере. Бескаркасными также делаются цельнометаллические кабины грузовых автомобилей.

14.6. Требования к кузову

К кузову как наиболее важной, ответственной, материалоемкой и дорогостоящей части автомобиля, кроме общих требований к конструкции автомобиля (см. подразд. 1.2), предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми конструкция кузова должна обеспечивать:

- высокую активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность;
- хорошую комфортабельность, удобство посадки и высадки пассажиров, а также погрузки и выгрузки перевозимых грузов;
- малое сопротивление воздуха и хорошую обтекаемость при движении автомобиля;
- улучшение эксплуатационных свойств автомобиля, связанных и не связанных с его движением;
- долговечность, соответствующую сроку службы автомобиля;
- необходимые прочность и надежность при эксплуатации при собственной минимальной массе;
- высокую технологичность при производстве и ремонте.

Рассмотрим, что может быть достигнуто при выполнении предъявляемых к конструкции кузова требований.

Высокая активная безопасность кузова должна обеспечить предотвращение дорожно-транспортных происшествий и снизить вероятность возникновения аварийных ситуаций.

Высокая пассивная (внутренняя и внешняя) безопасность кузова должна снизить травматизм пассажиров, водителя и людей, находящихся вне автомобиля, во время дорожно-транспортного происшествия, а также обеспечить сохранность перевозимых грузов.

Высокая послеаварийная безопасность кузова должна уменьшить тяжесть последствий дорожно-транспортных происшествий и обеспечить удобство эвакуации пострадавших пассажиров и водителя.

Высокая экологическая безопасность кузова должна защитить пассажиров и водителя от вибраций и проникновения в кузов пыли, отработавших газов и шума, а также уменьшить их вредное влияние на пассажиров и водителя. Экологическая безопасность должна обеспечить в салоне кузова допустимое содержание вредных примесей в воздухе (углекислоты, оксидов углерода, оксидов азота, продуктов горючесмазочных материалов, дорожной пыли) и уровень шума, соответствующий установленным санитарно-гигиеническим нормам.

Хорошая комфортабельность кузова должна обеспечить минимальное утомление пассажиров и водителя, а также сохранность перевозимых грузов при движении автомобиля по различным дорогам, на любых режимах и с любыми скоростями; определенную температуру зимой и летом, относительную влажность воздуха и количество воздуха на одного человека; хорошую вентиляцию и отопление, естественную и искусственную освещенность внутри салона кузова; удобство входа и выхода пассажиров при посадке и высадке, а также погрузке и выгрузке перевозимых грузов.

Малое сопротивление воздуха и хорошая обтекаемость кузова должны повысить тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и экологичность автомобиля.

Улучшение эксплуатационных свойств автомобиля должно обеспечить повышение безопасности движения, средней скорости движения и производительности автомобиля, а также уменьшение расхода топлива, времени перевозок и трудовых затрат на погрузку и выгрузку, техническое обслуживание и ремонт.

Долговечность кузова, соответствующая долговечности автомобиля, должна обеспечить срок службы кузова, превышающий срок службы всех систем, агрегатов и механизмов автомобиля, а также увеличить пробег автомобиля до капитальных ремонтов и общий пробег автомобиля в процессе эксплуатации.

Требуемая прочность и надежность кузова при минимальной собственной массе должны обеспечить в эксплуатации безотказную работу кузова и минимальные затраты на текущий ремонт.

Высокая технологичность при производстве кузова должна обеспечить увеличение производства, более высокую механизацию и автоматизацию производства и меньшие затраты, а при ремонте кузова — минимальные затраты времени, удобство разборки и сборки при замене и восстановлении вышедших из строя элементов кузова и возможность применения современной технологии ремонта.

14.7. Кузова легковых автомобилей

Кузовом легкового автомобиля называется одна из его основных частей, объединяющая пассажирский салон с отделениями для двигателя и багажа.

Кузов легкового автомобиля служит для размещения водителя, пассажиров, багажа и защиты их от внешних воздействий (дождь, пыль, ветер, снег, удары при столкновениях с другими автомобилями, неподвижными препятствиями и т.п.).

На легковых автомобилях применяются различные типы кузовов (рис. 14.11). Тип кузова легкового автомобиля определяется его нагруженностью, числом составляющих объемов и конструктивным выполнением.

Несущий кузов является основанием для установки и крепления всех систем и механизмов легкового автомобиля. Он воспринимает все нагрузки, которые действуют на автомобиль при движении. Несущие кузова имеют легковые автомобили особо малого, малого и среднего классов, так как они уменьшают их массу и высоту, снижают центр тяжести и повышают устойчивость и безопасность движения.

Разгруженный кузов легкового автомобиля никаких нагрузок, кроме нагрузки от перевозимых пассажиров и багажа, не испытывает, так как кузов установлен на раме на резиновых прокладках и подушках. К раме крепятся все агрегаты и механизмы, и она воспринимает все нагрузки, которые действуют при движении. Разгруженные кузова имеют легковые автомобили высшего класса и повышенной проходимости.

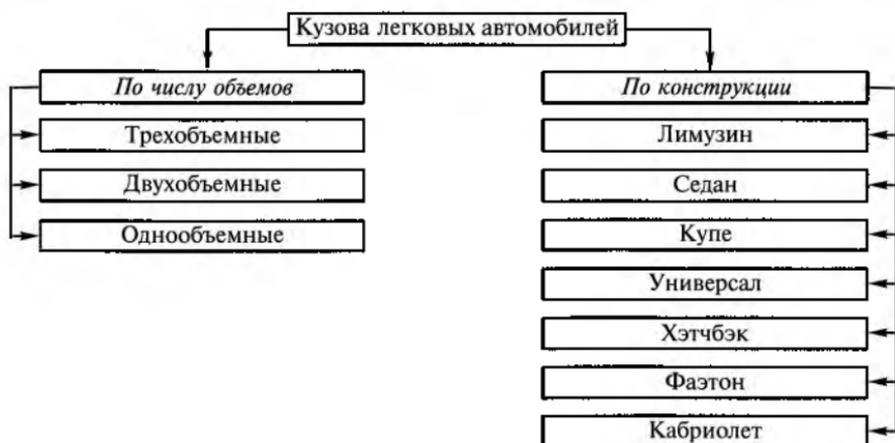


Рис. 14.11. Типы кузовов легковых автомобилей, классифицированных по различным признакам

По числу объемов наибольшее распространение на легковых автомобилях получили трехобъемные и двухобъемные кузова.

Трехобъемный кузов (рис. 14.12, а) имеет три видимых объема и состоит из пассажирского салона 2, отделения двигателя 1 и багажного отделения 3.

Двухобъемный кузов (рис. 14.12, б) имеет два видимых объема и включает в себя отделение двигателя и пассажирский салон, объединенный с багажником, т.е. у кузова нет выступающего отдельным объемом багажного отделения. Двухобъемный кузов по сравнению с трехобъемным позволяет уменьшить длину и массу автомобиля без ухудшения его комфортабельности.

Однообъемный кузов (рис. 14.12, в) имеет один видимый объем, состоящий из пассажирского отделения, объединенного с отделениями двигателя и багажным. По внешнему виду однообъемный кузов напоминает кузов микроавтобуса.

В зависимости от числа дверей и конструкции крыши различают следующие легковые кузова.

Лимузин (рис. 14.13, а) представляет собой трехобъемный закрытый четырехдверный кузов с двумя или тремя рядами сидений (третий ряд сидений откидной). За передним рядом сидений расположена подъемная стеклянная перегородка, служащая при необходимости для отделения водителя от сидящих сзади пассажиров. Лимузин применяется на легковых автомобилях высшего класса.

Седан (рис. 14.13, б) является трехобъемным закрытым, четырехдверным кузовом с двумя (реже — тремя) рядами сидений (третий ряд откидной). Седан имеет наибольшее распространение на легковых автомобилях.

Купе (рис. 14.13, в) — трехобъемный закрытый двухдверный кузов с одним или двумя рядами сидений. Для доступа к задним сиденьям необходимо откидывать передние, что ухудшает условия посадки пассажиров. Купе имеет применение на легковых автомобилях особо малого класса.



Рис. 14.12. Кузова легковых автомобилей: а — трехобъемный; б — двухобъемный; в — однообъемный; 1 — отделение двигателя; 2 — пассажирский салон; 3 — багажное отделение

Универсал (рис. 14.13, *г*) представляет собой двухобъемный закрытый трех- или пятидверный кузов с двумя рядами сидений. Дополнительная дверь находится в задней стенке кузова. При складывании заднего ряда сидений увеличивается багажное отделение, в результате чего кузов превращается из пассажирского в грузопассажирский. Универсал применяется на легковых автомобилях малого и среднего классов.

Хэтчбэк (рис. 14.13, *д*) занимает промежуточное положение между кузовами седан и универсал. Хэтчбэк является двухобъемным закрытым трех- или пятидверным кузовом с двумя рядами сидений. Дополнительная дверь находится в наклонной задней стенке кузова. Кузов может быть легко переоборудован из пассажирского в грузопассажирский путем убирания съемной складной полки, которая установлена за задним рядом сидений и закрывает багажное отделение. При складывании заднего ряда сидений площадь багажного отделения увеличивается. Кузов хэтчбэк применяется на легковых автомобилях особо малого, малого и среднего классов.

Фэтон (рис. 14.13, *е*) представляет собой полностью открывающийся двух- или трехобъемный кузов. Кузов имеет две или четыре двери, два или три ряда сидений, мягкий складывающийся верх и съемные боковины, в которых выполнены окна. Кузов фа-

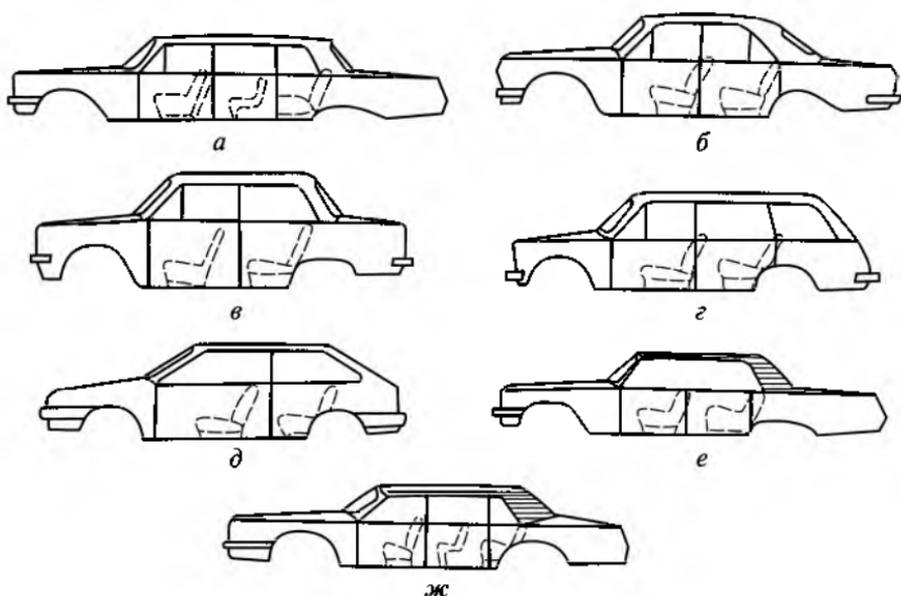


Рис. 14.13. Конструктивные схемы кузовов легковых автомобилей:
а — лимузин; *б* — седан; *в* — купе; *г* — универсал; *д* — хэтчбэк; *е* — фэтон;
ж — кабриолет

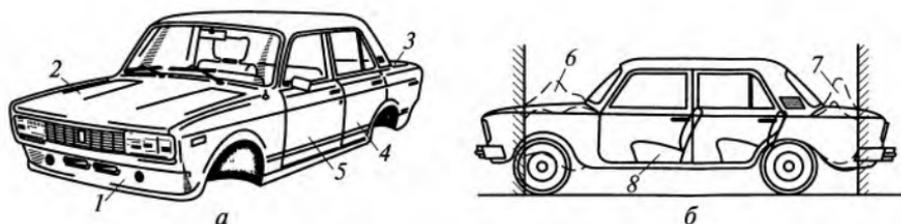


Рис. 14.14. Кузов легкового автомобиля ВАЗ типа седан:

а — общий вид; *б* — деформации кузова при столкновении; 1 — корпус; 2 — капот; 3 — крышка багажника; 4, 5 — двери; 6, 7 — части кузова; 8 — салон

этон нашел применение на легковых автомобилях среднего и высшего классов.

Кабриолет (рис. 14.13, ж) является открывающимся трехобъемным четырехдверным кузовом с двумя или тремя рядами сидений (третий ряд откидной). Кузов имеет жесткий или мягкий убирающийся верх и опускающиеся стекла в дверях и боковинах. Кузов кабриолет применяется на легковых автомобилях среднего и высшего классов.

Кузов легкового автомобиля ВАЗ типа седан (рис. 14.14) имеет трехобъемную форму: отделение двигателя, пассажирский салон и багажное отделение. У кузова автомобиля четыре двери: две передние и две задние. Кузов имеет стальной неразъемный корпус 1, который включает в себя основание (пол) с передней и задней частями корпуса, левую и правую боковины с задними крыльями, крышу и передние крылья. На корпусе установлены капот 2, передние 5 и задние 4 двери, крышка багажника 3 и декоративные детали (передний и задний бамперы, облицовка радиатора и др.). Детали кузова отштампованы из листовой малоуглеродистой стали толщиной 0,7... 2,5 мм. Конструкция кузова выполнена неравнопрочной. Отдельные его части имеют различную жесткость и, следовательно, разную сопротивляемость удару при дорожно-транспортных происшествиях. В результате при столкновениях автомобиля за счет деформации передней 6 и задней 7 частей кузова гасится энергия удара, и пассажирский салон 8 предохраняется от деформации. Это обеспечивает сохранение пространства выживания людей при столкновениях автомобиля.

14.8. Кузова автобусов

Кузов автобуса предназначен для размещения пассажиров при их массовой перевозке. Кузов автобуса представляет собой сложную конструкцию, которая состоит примерно из трех тысяч дета-

лей. Масса и стоимость такого кузова составляют более половины массы и стоимости самого автобуса.

Тип кузова автобуса определяется его назначением, компоновкой и конструктивным выполнением. На автобусах применяются различные типы кузовов (рис. 14.15).

Кузова городских автобусов подразделяются на кузова внутригородских и пригородных автобусов. *Кузова внутригородских автобусов* имеют два ряда сидений, центральный проход значительной ширины и накопительные площадки для пассажиров у дверей. Для них характерно малое число мест для сидения, низкий уровень пола, широкие проходы и двери. Все это обеспечивает удобство, быстроту и безопасность входа, прохода и выхода пассажиров. Низкий уровень пола также позволяет увеличить высоту в проходе и объем пассажирского салона, что повышает комфортабельность кузова. *Кузова пригородных автобусов* в отличие от внутригородских имеют большее число мест для сидения, меньшие число и размеры дверей и небольшую накопительную площадку для пассажиров.

Кузова междугородних автобусов предназначены для круглогодичных пассажирских перевозок на дальние расстояния. Для увеличения комфортабельности и удобства пассажиров эти кузова имеют регулируемые сиденья, улучшенную вентиляцию и отопление, радиофицированный пассажирский салон и багажное помещение. Некоторые кузова междугородних автобусов могут иметь отдельные бытовые помещения (гардероб, буфет, туалет и др.). Для кузовов междугородних автобусов характерен высокий уровень пола, четырехрядное расположение сидений и наличие спереди одной двери. Высокий уровень пола позволяет размещать под полом вместительные багажники, допускает любое расположение двигателя и трансмиссии, улучшает комфортабельность за счет лучшей обзорности и изоляции пассажирского салона от шума, газов, пыли и т. п.



Рис. 14.15. Типы кузовов автобусов, классифицированных по различным признакам

Кузова туристических автобусов подразделяются на кузова нормальной, повышенной и высокой комфортабельности. Кузова нормальной комфортабельности рассчитаны на экскурсионные поездки людей на близкие расстояния. Поэтому они имеют такую же конструкцию, как и кузова пригородных автобусов. Однако они оборудуются дополнительным местом для руководителя туристской группы, имеют громкоговорящую установку и другое дополнительное оборудование. Кузова повышенной и высокой комфортабельности рассчитаны на круглогодичные экскурсионные поездки людей на дальние расстояния. В связи с этим они имеют такую же конструкцию, как и кузова междугородних автобусов, но отличаются от них наличием дополнительного места для руководителя туристской группы, громкоговорящей радиоустановки и другого дополнительного оборудования.

Кузова специальных автобусов рассчитаны на размещение и перевозку различного оборудования (медицинского, лабораторного и др.). Специальные автобусы могут быть оборудованы для определенных целей (библиотека, магазин и т. п.). Специальные автобусные кузова выполняют на базе обычных автобусных кузовов с необходимой переделкой и оснащением оборудованием в соответствии с назначением.

Капотный автобусный кузов (рис. 14.16, а) рассчитан на установку на стандартном шасси грузового автомобиля. В этом кузове имеется отделение двигателя, которое размещено вне пассажирского салона и образует отдельный элемент формы кузова. В этом случае кузов автобуса является двухобъемным.

Автобусный кузов вагонного типа (рис. 14.16, б) является однообъемным. В нем отделение двигателя объединено с пассажирским салоном и может находиться спереди или сзади. Кузов вагонного типа имеет габаритные размеры, совпадающие с габаритными размерами автобуса, он обеспечивает наилучшее использование площади автобуса и пассажирского салона.

Наибольшее применение на современных автобусах получил несущий кузов вагонного типа. Кузов имеет жесткую конструк-

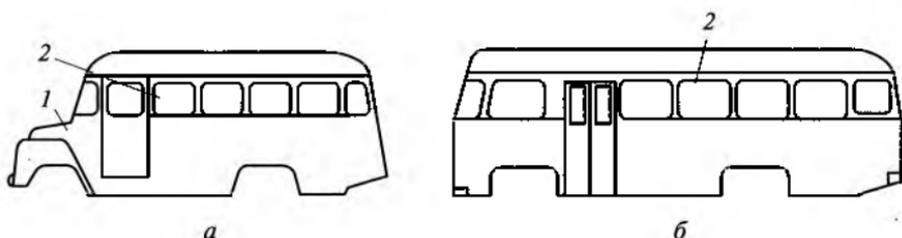


Рис. 14.16. Кузова автобусов:

а — капотный; б — вагонного типа; 1 — отделение двигателя; 2 — пассажирский салон

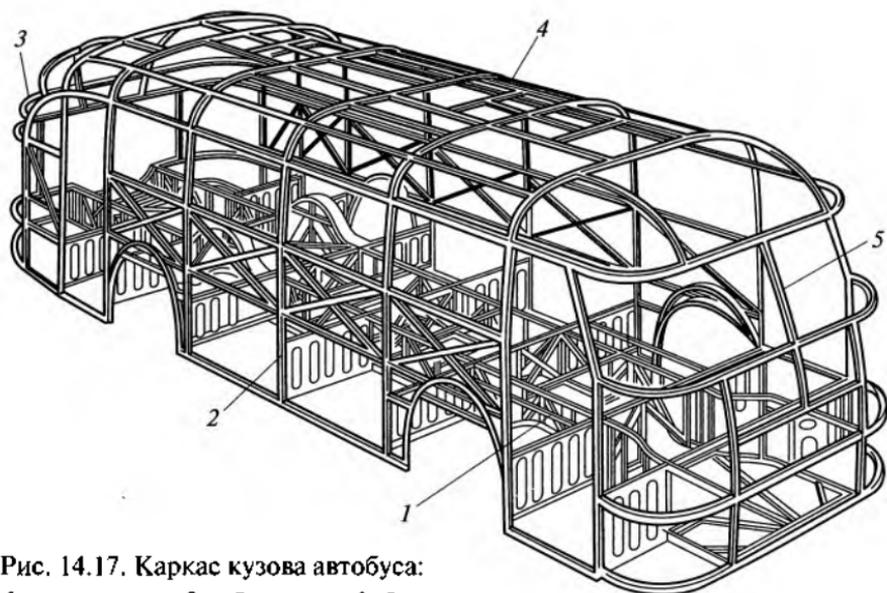


Рис. 14.17. Каркас кузова автобуса:
 1 — основание; 2 — боковина; 3, 5 —
 части каркаса; 4 — крыша

цию и обычно состоит из каркаса, наружной облицовки, внутренней облицовки, пола, окон, дверей и др. Внутри кузова размещаются сиденья для пассажиров и водителя. Каркас (рис. 14.17) является основной частью кузова автобуса. Он состоит из основания 1, боковин 2, крыши 4, передней 5 и задней 3 частей. Каркас часто делают из стальных труб прямоугольного сечения.

14.9. Обтекаемость, обзорность и шумоизоляция кузова

Легковые автомобили движутся с большими скоростями. В результате значительная часть мощности их двигателей затрачивается на преодоление сопротивления воздуха. Для уменьшения сопротивления движению кузова легковых автомобилей имеют обтекаемую форму. Обтекаемость кузова существенно влияет на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля. Так, при скорости, равной 50 км/ч, потери мощности на сопротивление воздуха почти равны потерям мощности на сопротивление качению автомобиля при движении по дорогам с твердым покрытием. Снижение потерь мощности на сопротивление воздуха на 10 % дает экономию топлива на 3 %.

Хорошая обтекаемость кузова на современных легковых автомобилях достигается следующими конструктивными мероприятиями: незначительным наклоном крыши кузова назад, применением бо-

ковин кузова без резких переходов, установкой ветрового стекла и облицовки, радиатора с наклоном, применением гладкого днища. Все это позволяет уменьшить аэродинамические потери при движении, особенно на высоких скоростях, а также повысить тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля.

Обзорность и шумоизоляция кузова серьезно влияют на безопасность движения и комфортабельность автомобиля. Хорошие обзорность и шумоизоляция обеспечивают меньшее утомление пассажиров и водителя во время движения.

Обзорность из кузова с места водителя улучшается при высоком расположении его сиденья, меньшем наклоне подушки и спинки сиденья, при увеличении размеров ветрового стекла, уменьшении толщины стоек кузова и смещении их к задней части автомобиля. Наилучшую обзорность обеспечивают панорамные окна с высоко расположенной верхней кромкой.

Хорошая шумоизоляция кузова обеспечивается благодаря применению противозумных паст, битумных мастик, теплоизоляционных и перфорированных картонов и т. п. Панель двигателя обивают толстым слоем из термоизоляционного картона и пенопласта или многослойным гофрированным картоном со слоем водонепроницаемого картона. Пол кузова легковых автомобилей перед окраской покрывают термоплавкими битумными листами, которые при последующей горячей сушке расплавляются и прочно склеиваются с поверхностью пола и со слоистыми термозумоизоляционными прокладками, уложенными на битумные листы. Пол салона кузова покрывается также съёмными ковриками. Для шумоизоляции боковин кузова и дверей применяют шумоизоляционные мастики, войлок и картон с пеноволокном. Для шумоизоляции крыши кузова используют пенопласт, перфорированный картон и прокладки из стекловолокна, армированного смолами.

14.10. Расчет кузова

При движении автомобиля несущий кузов воспринимает изгибающие нагрузки от веса груза, пассажиров, установленных на нем агрегатов и механизмов, а также от собственного веса. Кузов воспринимает также крутящие нагрузки при боковых кренах и перекосах мостов, инерционные нагрузки при разгоне и торможении, испытывает вибрации при собственных колебаниях.

Кузов представляет собой пространственную систему, и его расчет на сложные напряжения изгиба и кручения весьма затруднителен.

Расчет кузова производится различными приближенными методами с упрощениями и допущениями. К этим методам относят-

ся следующие: метод потенциальной энергии, метод тонкостенных стержней и метод конечных элементов.

Метод потенциальной энергии используют при сравнительных расчетах на начальной стадии проектирования кузова.

Метод, основанный на теории тонкостенных стержней, применяют после завершения разработки конструкции кузова.

Метод конечных элементов является наиболее точным при расчете кузова. Этот метод основан на совместном рассмотрении напряженного состояния системы небольших элементов конечного размера. Метод заключается в том, что реальная конструкция кузова автомобиля заменяется структурной моделью (рис. 14.18), состоящей из простейших элементов (стержни, пластины и другие объемные детали) с известными упругими свойствами. А при известных упругих свойствах отдельных элементов можно определить свойство кузова при определенных нагрузках.

Расчет кузова выполняют за несколько этапов. Вначале кузов разбирают на отдельные простые элементы. При этом на одной половине по оси симметрии кузовов разбирают на 200 — 500 элементов. Затем получают координаты узловых точек кузова. После этого проводят расчет с использованием ЭВМ.

Однако основным методом оценки прочности кузова являются стендовые или дорожные испытания кузова на изгиб и кручение.

Прочность кузова оценивают по пределу текучести материала σ_s . При одностороннем растяжении или сжатии допускаемые напряжения

$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{k_{без}},$$

где $k_{без} = 1,3 \dots 1,8$ — коэффициент безопасности, учитывающий местные концентраторы напряжений, технологические отступления, нестабильность механических свойств и др.

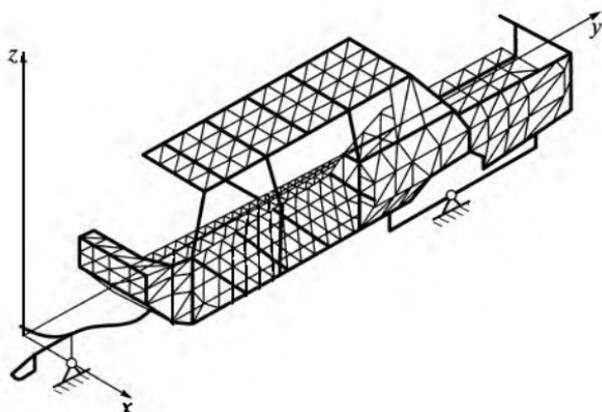


Рис. 14.18. Структурная модель для расчета кузова легкового автомобиля

Для получения необходимой прочности кузова должны выполняться следующие условия:

при изгибе

$$\sigma_{ст} + \sigma_d \leq \sigma_{изг}$$

или

$$\sigma_{ст} \leq \frac{\sigma_s}{k_{без}(1 - k_d)};$$

при кручении

$$\tau_{кр} \leq \frac{\sigma_s}{k_{без} \left(1 + \frac{1}{k_d}\right)};$$

при сложном напряженном состоянии

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq \sigma_p.$$

Удельная крутильная жесткость кузова характеризует сопротивление кузова закручиванию. Она представляет собой отношение крутящего момента к углу закручивания кузова на длине базы автомобиля, умноженное на размер базы. Для легковых автомобилей удельная крутящая жесткость кузова составляет 130...300 Н·м²/°.

Удельная изгибная жесткость кузова характеризует изгиб кузова в вертикальной плоскости. Она представляет собой отношение нагрузки к прогибу кузова, умноженному на размер базы автомобиля в третьей степени. Для легковых автомобилей изгибная жесткость кузова находится в пределах 850...2 200 Н·м²/°.

Для изготовления автомобильных кузовов применяют стали, физико-механические свойства которых позволяют в высокой степени механизировать и автоматизировать производство кузовов.

В связи с высокими требованиями к штампуемости для кузовов используют низкоуглеродистую сталь 08кп и конструкционную сталь 08.

Для панелей большого размера (крыша, задние крылья, двери, пол и др.) применяют листовую сталь толщиной 0,9 и 0,75 мм. Детали каркаса (стойки, пороги, продольные балки и поперечины основания) изготавливают из листов толщиной 1,0 и 1,3 мм. Для отдельных усилителей используют листы толщиной 1,6...2,4 мм.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой несущая система автомобиля и для чего она предназначена?

2. Перечислите типы несущих систем. На каких автомобилях они применяются?
3. Какие требования предъявляются к несущей системе автомобиля?
4. Какие типы рам применяются на автомобилях? На каких автомобилях рама отсутствует и почему?
5. Какие требования предъявляются к раме автомобиля?
6. На каких автомобилях и с какой целью используют надрамники?
7. На что рассчитывается рама?
8. Что представляет собой несущий кузов и на каких типах автомобилей он применяется?
9. Какие требования предъявляются к кузову автомобиля?
10. Какие типы кузовов применяются на легковых автомобилях?
11. На какие эксплуатационные свойства автомобиля оказывает существенное влияние обтекаемость кузова?
12. На какие нагрузки рассчитывается кузов автомобиля?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Вахламов В. К.* Автомобили. Основы конструкции / В. К. Вахламов. — М. : Изд. центр «Академия», 2004. — 528 с.
2. *Вахламов В. К.* Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя / В. К. Вахламов, М. Г. Шатров, А. А. Юрчевский ; под ред. А. А. Юрчевского. — М. : Изд. центр «Академия», 2003. — 816 с.
3. *Вахламов В. К.* Автомобили. Эксплуатационные свойства / В. К. Вахламов. — М. : Изд. центр «Академия», 2005. — 240 с.
4. *Вахламов В. К.* Автомобили ВАЗ-2105, -2121, -2108, -2109. Конструкция. Эксплуатационные свойства. Устранение неисправностей. Техническое обслуживание / В. К. Вахламов. — М. : Машиностроение, 1996. — 272 с.
5. *Вахламов В. К.* Автомобиль АЗЛК-2141 / В. К. Вахламов. — М. : Транспорт, 1994. — 144 с.
6. *Вахламов В. К.* Техника автомобильного транспорта. Подвижной состав и эксплуатационные свойства / В. К. Вахламов. — М. : Изд. центр «Академия», 2004. — 528 с.
7. *Дербаремдикер А. Д.* Амортизаторы транспортных машин / А. В. Дербаремдикер. — М. : Машиностроение, 1985. — 200 с.
8. Краткий автомобильный справочник НИИАТ / [А. Н. Понизовкин, Ю. М. Власко, М. Е. Ляликов и др.]. — М. : Трансконсалдинг, 1994. — 779 с.
9. *Лукин П. П.* Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родинов. — М. : Машиностроение, 1984. — 376 с.
10. *Осепчугов В. В.* Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. — М. : Машиностроение, 1989. — 304 с.
11. *Раймпель И.* Шасси автомобиля / И. Раймпель. — М. : Машиностроение, 1983. — 356 с.
12. *Раймпель И.* Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / И. Раймпель. — М. : Машиностроение, 1986. — 320 с.
13. *Раймпель И.* Шасси автомобиля. Рулевое управление / И. Раймпель. — М. : Машиностроение, 1987. — 228 с.
14. *Раймпель И.* Шасси автомобиля. Элементы подвески / И. Раймпель. — М. : Машиностроение, 1987. — 284 с.
15. *Чудаков Е. А.* Конструкция и расчет автомобиля / Е. А. Чудаков. — М. : Машгиз, 1951. — 432 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. КОНСТРУКЦИЯ И СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ	4
1.1. Свойства автомобиля	4
1.2. Требования к конструкции автомобиля	7
2. СЦЕПЛЕНИЕ	8
2.1. Назначение и типы	8
2.2. Требования к сцеплению	9
2.3. Принципиальные схемы фрикционных сцеплений	18
2.4. Привод управления сцеплением	23
2.5. Конструкции сцеплений и приводов управления	29
2.6. Расчет сцепления	53
2.7. Расчет привода управления сцеплением	65
3. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ	69
3.1. Назначение и типы	69
3.2. Требования к коробке передач	70
3.3. Ступенчатые коробки передач	75
3.4. Двухвальные коробки передач	77
3.5. Трехвальные коробки передач	84
3.6. Многовальные коробки передач	92
3.7. Гидромеханические коробки передач	100
3.8. Расчет коробки передач	113
4. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА	125
4.1. Назначение и типы	125
4.2. Требования к раздаточной коробке	127
4.3. Конструкция раздаточных коробок	130
4.4. Расчет раздаточной коробки	140
5. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА	142
5.1. Назначение и типы карданных передач и карданных шарниров	142
5.2. Требования к карданной передаче	146
5.3. Конструкция карданных передач	152
5.4. Расчет карданной передачи	157
6. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА	164
6.1. Назначение и типы	164
6.2. Требования к главной передаче	167
6.3. Расчет главной передачи	176

7. ДИФФЕРЕНЦИАЛ	183
7.1. Назначение и типы	183
7.2. Требования к дифференциалу	188
7.3. Расчет дифференциала	192
8. ПОЛУОСИ	196
8.1. Назначение и типы	196
8.2. Требования к полуосям	198
8.3. Расчет полуосей	199
9. МОСТЫ	204
9.1. Назначение и типы	204
9.2. Требования к мостам	205
9.3. Ведущий мост	209
9.4. Комбинированный мост	224
9.5. Передний управляемый мост	235
9.6. Поддерживающий мост	243
9.7. Расчет мостов	245
10. ПОДВЕСКА	254
10.1. Назначение, основные устройства и типы	254
10.2. Требования к подвеске	260
10.3. Конструкция подвесок	275
10.4. Амортизаторы	292
10.5. Расчет подвески	298
11. КОЛЕСА	305
11.1. Назначение и типы	305
11.2. Шины. Требования, типы, конструкция	307
11.3. Ободья, ступица и соединительный элемент колеса	318
11.4. Неуравновешенность и балансировка колес	322
11.5. Регулирование давления воздуха в шинах	323
11.6. Расчет колес	326
12. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ	332
12.1. Назначение и типы	332
12.2. Требования к рулевому управлению и его параметры	334
12.3. Травмобезопасное рулевое управление	342
12.4. Рулевой механизм	344
12.5. Рулевой привод	348
12.6. Рулевые усилители	351
12.7. Конструкция рулевых управлений	357
12.8. Расчет рулевого управления	370
13. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ	377
13.1. Назначение и типы	377
13.2. Требования к тормозным системам	378

13.3. Тормозные механизмы	381
13.4. Оценочные параметры и принципиальные схемы колесных тормозных механизмов	384
13.5. Тормозные приводы	392
13.6. Регуляторы тормозных сил	400
13.7. Антиблокировочные системы	402
13.8. Тормозные системы легковых автомобилей	408
13.9. Тормозные механизмы и приборы тормозного пневмопривода грузовых автомобилей	424
13.10. Расчет тормозных систем	439
14. НЕСУЩАЯ СИСТЕМА	446
14.1. Назначение и типы	446
14.2. Рама	448
14.3. Конструкция рам	452
14.4. Расчет рамы	456
14.5. Кузов	461
14.6. Требования к кузову	463
14.7. Кузова легковых автомобилей	465
14.8. Кузова автобусов	468
14.9. Обтекаемость, обзорность и шумоизоляция кузова	471
14.10. Расчет кузова	472
Список литературы	476

Учебное издание

Вахламов Владимир Константинович
Автомобили
Конструкция и элементы расчета
Учебник

Редактор *И. И. Феоктистова*
Технический редактор *Е. Ф. Коржуева*
Компьютерная верстка: *В. А. Крыжко*
Корректоры *Т. Н. Морозова, С. Ю. Свиридова*

Изд. № 101108395. Подписано в печать 27.06.2006. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Таймс». Печать офсетная. Бумага тип. № 2. Усл. печ. л. 30,0.
Тираж 4 000 экз. Заказ № 1083.

Издательский центр «Академия». www.academia-moscow.ru
Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.004796.07.04 от 20.07.2004.
117342, Москва, ул. Бултерова, 17-Б, к. 360. Тел./факс: (495)334-8337, 330-1092.

Отпечатано с электронных носителей издательства.
ОАО «Тверской полиграфический комбинат», 170024, г. Тверь, пр-т Ленина, 5.
Телефон: (4822) 44-52-03, 44-50-34, Телефон/факс: (4822) 44-42-15
Home page - www.tverpk.ru Электронная почта (E-mail) - sales@tverpk.ru

